



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

DISEÑO DEL MODELO Y CONTROL DE UN ABSORBEDOR PUNTUAL DE COLUMNA OSCILANTE DE AGUA UTILIZADO PARA LA CONVERSIÓN DE ENERGÍA UNDIMOTRIZ

Ana Castiella Téllez

Tutores: *Marcos Lafoz (Ciemat)*

David Astrain (UPNA)

Pamplona, Junio de 2013

Ciemat

Centro de Investigaciones
Energéticas, Medioambientales
y Tecnológicas

Dedico este proyecto a mis padres y a Marcos Lafoz.

A mis padres por creer en mí desde el principio y no haber dudado nunca de que era capaz de convertirme en ingeniera. Por animarme en los momentos más bajos de todos estos años de carrera. Por no ocultar lo orgullosos que se sienten de mí. Y por el enorme esfuerzo que han hecho para que yo pudiera vivir este año, que ha sido uno de los mejores de mi vida.

A Marcos Lafoz por todas las horas que me ha dedicado en días en los que no tenía tiempo ni para comer. Por tener siempre en cuenta mis ideas incluso cuando ni siquiera yo creía en ellas.

Pero sobre todo por haberme enseñado algo que no tiene nada que ver con la ingeniería y que no voy a olvidar en la vida: que se puede ser una persona tan brillante como él y tener una modestia tan sincera como la suya.

Agradecimientos

En lo profesional:

A Marcos Blanco por atender siempre a mis dudas sin hacerme ver nunca que le suponga un esfuerzo.

A Gustavo porque siempre ha hecho lo posible por hacer que estuviésemos cómodas con ellos.

A Pablo por ser un antisocial con todo el mundo... menos con nosotras.

En lo personal:

A Martina y Pablo porque sin saber hablar todavía, ya son las personas que más feliz me hacen cada vez que voy a Pamplona.

A mis hermanos Pedro, Bea, Montse y Mikel porque nunca cambia nada con ellos aunque estemos dos meses sin vernos.

A Marta y Oroz por ser las personas a las que más cariño he cogido nunca en menos tiempo.

A Beloqui por todo este año entero.

ÍNDICE

| | |
|---|-----------|
| 1. NOMENCLATURA | 11 |
| 2. INTRODUCCIÓN | 13 |
| 2.1. Objetivos del proyecto | 13 |
| 2.2. Energía transportada por las olas..... | 13 |
| 2.2.1. Características del oleaje generado por el viento | 14 |
| 2.2.2. Energía contenida en el oleaje generado por el viento | 17 |
| 2.2.2.1. Altura de ola | 19 |
| 2.2.2.2. Periodo de ola | 19 |
| 2.2.2.3. Energía de ola | 19 |
| 2.3. Las olas como recurso energético: Energía undimotriz..... | 20 |
| 2.3.1. Introducción a la energía undimotriz | 20 |
| 2.3.1.1. Ventajas e inconvenientes de la tecnología de captación de energía de las olas..... | 20 |
| 2.3.2. Clasificación de convertidores de energía undimotriz..... | 21 |
| 2.3.2.1. Clasificación según la ubicación..... | 21 |
| 2.3.2.2. Clasificación según la forma y la orientación: | 22 |
| 2.3.2.3. Clasificación según el principio de captación de energía: | 22 |
| 2.3.3. Estado de la técnica: Sistemas de captación de energía de las olas | 23 |
| 2.3.3.1. OWC (<i>Oscillating Water Column</i>) | 24 |
| 2.3.3.2. TAPCHAN (<i>TAP</i> ered- <i>CHAN</i> nel)..... | 24 |
| 2.3.3.3. <i>Waveroller</i> | 25 |
| 2.3.3.4. Atenuador | 26 |
| 2.3.3.5. Totalizador o terminador..... | 26 |
| 2.3.3.6. Absorbedores puntuales | 27 |
| 3. ABSORBEDORES PUNTUALES..... | 29 |
| 3.1. Tipos de absorbedores puntuales..... | 29 |
| 3.1.1. Sistemas oscilantes completamente sumergidos | 29 |
| 3.1.1.1. <i>Archimedeswave swing</i> | 29 |
| 3.1.1.2. <i>Powerbuoy</i> | 30 |
| 3.1.2. Sistemas con un cuerpo flotante semisumergido..... | 31 |
| 3.1.3. Sistemas con dos cuerpos oscilantes | 33 |
| 3.2. Mecanismos de extracción de potencia..... | 34 |
| 3.2.1. Sistema hidráulico | 35 |
| 3.2.2. Generador lineal | 36 |
| 3.2.3. Turbina hidráulica | 37 |
| 3.3. Técnicas de control..... | 38 |
| 3.3.1. Control de la planta. Parámetros de control y restricciones a tener en cuenta en una planta de extracción de energía undimotriz..... | 39 |
| 3.3.1.1. Resonancia y control de fase..... | 39 |
| 3.3.1.2. Optimización del funcionamiento instantáneo de la planta | 40 |
| 3.3.1.3. Restricciones del equipo | 40 |
| 3.3.1.3.1. Restricciones mecánicas | 40 |
| 3.3.1.3.2. Restricciones eléctricas | 41 |
| 3.3.1.4. Restricciones de la red eléctrica, almacenamiento de energía y calidad de la energía eléctrica | 41 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 3.3.1.5. | Procedimientos de arranque y parada | 42 |
| 3.3.1.6. | Procedimientos de emergencia | 42 |
| 3.3.2. | Estado del arte. Control de potencia de la planta undimotriz y predicción de potencia de salida 43 | |
| 3.3.2.1. | Resonancia, fase y control óptimo | 43 |
| 3.3.2.2. | Clasificación: Algoritmos de predicción, realimentación y predicción-realimentación para dispositivos de extracción de energía de las olas | 44 |
| 3.3.2.3. | Optimización instantánea del comportamiento de la planta. Válvula de control para columna oscilante de agua | 45 |
| 3.3.2.4. | Control de la velocidad de giro | 46 |
| 3.3.2.5. | Restricciones de la red eléctrica, almacenamiento de energía y calidad de la energía eléctrica 47 | |
| 3.4. | Funcionamiento de un absorbedor puntual de dos cuerpos | 48 |
| 3.4.1. | Captación de la energía del cuerpo flotante (cuerpo 1) | 48 |
| 3.4.2. | Tipos de cuerpos de reacción o cuerpo sumergido (cuerpo 2) | 50 |
| 4. | PRESENTACIÓN DEL ESTUDIO..... | 53 |
| 4.1. | Descripción de las geometrías a comparar y razones de la elección | 53 |
| 4.2. | Esquema del proceso del estudio..... | 56 |
| 5. | DISEÑO DEL MODELO DEL SISTEMA DE ABSORBEDOR CON PISTÓN..... | 59 |
| 5.1. | Composición y funcionamiento del sistema con pistón | 59 |
| 5.2. | Planteamiento de las ecuaciones | 61 |
| 5.2.1. | Simplificaciones del modelo | 61 |
| 5.2.2. | Descripción de todas las fuerzas implicadas | 61 |
| 5.2.2.1. | Fuerza del oleaje (F ola): | 61 |
| 5.2.2.2. | Fuerza de resistencia hidrodinámica al avance | 62 |
| 5.2.2.3. | Fuerza de Arquímedes | 63 |
| 5.2.2.4. | Fuerza del PTO | 63 |
| 5.2.2.5. | Fuerzas disipativas | 63 |
| 5.2.2.6. | Fuerzas de fin de carrera | 63 |
| 5.2.3. | Distribución de las fuerzas | 64 |
| 5.2.3.1. | Fuerzas en el cuerpo 1 (Boya + Tubo) | 65 |
| 5.2.3.2. | Fuerzas en el cuerpo 2 (Columna de agua + Pistón) | 65 |
| 5.2.3.3. | Fuerzas en el generador lineal..... | 65 |
| 5.2.4. | Aplicación de la 2ª ley de Newton | 65 |
| 5.2.4.1. | Suposiciones | 65 |
| 5.2.4.2. | Desarrollo de las ecuaciones en el dominio de la frecuencia | 65 |
| 5.2.4.3. | Resumen de ecuaciones en el dominio de la frecuencia | 67 |
| 5.3. | Obtención de los coeficientes hidrodinámicos | 67 |
| 5.3.1. | Variables de entrada | 68 |
| 5.3.1.1. | Localización..... | 68 |
| 5.3.1.2. | Dimensiones principales del absorbedor. Método de optimización. | 71 |
| 5.3.2. | Método de obtención de los coeficientes hidrodinámicos | 76 |
| 5.3.2.1. | Gradiente de velocidades | 77 |
| 5.3.2.2. | Condiciones de contorno..... | 77 |
| 5.3.2.3. | Coefficientes hidrodinámicos..... | 79 |
| 5.3.3. | Variables resultado | 81 |

| | | |
|-------------|--|------------|
| 5.3.3.1. | Coeficiente de la fuerza de excitación | 81 |
| 5.3.3.2. | Ángulo de la fuerza de excitación | 82 |
| 5.3.3.3. | Resistencia de radiación | 82 |
| 5.3.3.4. | Masa añadida | 83 |
| 5.4. | Diseño del modelo eléctrico del sistema con pistón | 83 |
| 5.4.1. | Criterios del método de conversión del problema mecánico al problema eléctrico | 83 |
| 5.4.2. | Circuito eléctrico equivalente | 85 |
| 6. | MÉTODO DE EVALUACIÓN ENERGÉTICA DEL SISTEMA ABSORBEDOR CON PISTÓN | 87 |
| 6.1. | Cálculo del damping óptimo..... | 88 |
| 6.1.1. | Equivalente Thevenin..... | 88 |
| 6.1.2. | Programación en <i>Matlab</i> | 89 |
| 6.2. | Modelo del absorbedor en el tiempo..... | 90 |
| 7. | DISEÑO DEL MODELO DEL SISTEMA DEL ABSORBEDOR CON TURBINA | 93 |
| 7.1. | Composición y funcionamiento del sistema con turbina..... | 93 |
| 7.2. | Modelo hidrodinámico del absorbedor equivalente con estrechamiento | 96 |
| 7.2.1. | Modelación del estrechamiento | 96 |
| 7.2.1.1. | Definición de los parámetros del estrechamiento | 96 |
| 7.2.1.2. | Desarrollo de las ecuaciones del estrechamiento | 97 |
| 7.2.1.2.1. | Efecto del estrechamiento sobre el pistón equivalente..... | 98 |
| 7.2.1.2.2. | Efecto del estrechamiento sobre el tubo..... | 104 |
| 7.2.2. | Planteamiento de las ecuaciones | 105 |
| 7.2.3. | Circuito equivalente | 107 |
| 7.3. | Modelo de la turbina..... | 109 |
| 7.3.1. | Requisitos que debe cumplir la turbina | 109 |
| 7.3.2. | Estado de la técnica. Turbinas candidatas | 109 |
| 7.3.2.1. | Turbina Wells | 110 |
| 7.3.2.1.1. | Funcionamiento | 110 |
| 7.3.2.1.2. | Ecuaciones | 111 |
| 7.3.2.1.3. | Curvas características..... | 112 |
| 7.3.2.2. | Turbina de Impulso..... | 114 |
| 7.3.2.2.1. | Funcionamiento | 115 |
| 7.3.2.2.2. | Curvas características..... | 115 |
| 7.3.3. | Desarrollo de un código para tratamiento de las curvas características | 117 |
| 7.3.3.1. | Listado y descripción de las funciones | 118 |
| 7.3.4. | Resultados de la simulación: Comportamiento de las curvas características con caudal sinusoidal | 122 |
| 7.3.5. | Elección de la turbina | 126 |
| 7.3.5.1. | Ventajas e inconvenientes de la turbina Wells..... | 126 |
| 7.3.5.1.1. | Ventajas | 126 |
| 7.3.5.1.2. | Inconvenientes | 126 |
| 7.3.5.1. | Ventajas e inconvenientes de la turbina de impulso | 126 |
| 7.3.5.1.1. | Ventajas | 126 |
| 7.3.5.1.2. | Inconvenientes | 126 |
| 7.3.6. | Modelo de la turbina..... | 127 |
| 7.3.6.1. | Parámetros de diseño | 127 |

| | | |
|------------|---|------------|
| 7.3.6.2. | Curvas de funcionamiento | 130 |
| 8. | MÉTODO DE EVALUACIÓN ENERGÉTICA DEL ABSORBEDOR CON TURBINA | 135 |
| 8.1. | Integración del modelo del absorbedor con el de la turbina | 135 |
| 8.2. | Datos de entrada..... | 135 |
| 8.3. | Modelo en el dominio del tiempo del sistema con turbina | 136 |
| 8.3.1. | Cálculo de la ZPTO óptima | 138 |
| 8.3.2. | Cálculo de la ω óptima..... | 138 |
| 8.3.3. | Control de la turbina..... | 142 |
| 8.3.4. | Modelo mecánico de la turbina | 142 |
| 8.3.5. | Modelo de la turbina en el tiempo | 143 |
| 8.3.6. | Modelo del absorbedor en el tiempo | 145 |
| 8.4. | Resultados del control aplicado | 147 |
| 8.4.1. | Velocidad angular..... | 148 |
| 8.4.1.1. | Estudio de la forma de onda..... | 148 |
| 8.4.1.2. | Ajuste a la referencia | 149 |
| 8.4.2. | Potencia | 149 |
| 8.4.2.1. | Estudio de la forma de onda..... | 149 |
| 8.4.2.2. | Validación del modelo | 151 |
| 8.4.3. | Caudal adimensional | 152 |
| 8.4.3.1. | Estudio de la forma de onda..... | 152 |
| 8.4.3.2. | Validación del modelo | 153 |
| 8.4.4. | Fuerza axial | 154 |
| 9. | DISEÑO DE UNA BANCADA DE LABORATORIO PARA ENSAYAR EL CONTROL DISEÑADO..... | 155 |
| 9.1. | Objetivos de la bancada..... | 155 |
| 9.2. | Descripción del funcionamiento mecánico | 155 |
| 9.3. | Descripción de los componentes..... | 157 |
| 9.4. | Control de la bancada | 159 |
| 10. | CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS | 161 |
| 10.1. | Conclusiones | 161 |
| 10.2. | Futuras vías de investigación | 161 |
| 11. | REFERENCIAS..... | 163 |
| 12. | ÍNDICE DE FIGURAS | 165 |
| 13. | ANEXOS | 169 |

| | |
|---|------------|
| 13.1. Programación en Matlab | 169 |
| 13.1.1. Tratamiento de curvas características de las turbinas con caudal sinusoidal | 169 |
| 13.1.1.1. Programas principales | 169 |
| 13.1.1.2. Funciones de los programas | 177 |
| 13.1.2. Modelación de la turbina | 180 |
| 13.1.2.1. Programas principales | 180 |
| 13.1.2.2. Funciones de los programas | 184 |
| 13.1.3. Inicialización del modelo de Simulink con turbina | 186 |
| 13.1.3.1. Programa principal | 186 |
| 13.1.3.2. Funciones del programa | 188 |
| 13.1.4. Inicialización del modelo de Simulink con pistón | 199 |
| 13.1.4.1. Programa principal | 199 |
| 13.1.4.2. Funciones del programa | 200 |
| 13.2. Diseño en Solidworks | 207 |
| 13.2.1. Apoyo inferior de las barras | 207 |
| 13.2.2. Apoyo superior de las barras | 208 |
| 13.2.3. Tapa de apoyo de las barras | 209 |
| 13.2.4. Placa de sujeción de los dos motores | 210 |
| 13.2.5. Marco del fuelle | 211 |
| 13.3. Hojas de especificaciones de los motores tubulares lineales utilizados en la bancada | 212 |

1. Nomenclatura

| | | |
|-------------------|---|-------------------|
| R | Radio del tubo v la boya | m |
| R1 | Radio menor del estrechamiento | m |
| db | Calado de la boya | m |
| Lh1 | Distancia entre la parte inferior de la boya v la parte superior del tubo | m |
| Lh2 | Distancia entre la parte inferior del tubo v el fondo marino | m |
| K _{pt1} | Relación entre la posición de la parte superior del pistón dentro del | |
| K _{pt2B} | Relación entre el espesor del pistón v la longitud total | |
| D1 | Altura de la boya | m |
| alpha | Relación entre el área del tubo v el área del estrechamiento | |
| B1 | Longitud de la parte de menor radio del tubo de Venturi | m |
| B2 | Longitud del estrechamiento tronco cónico | m |
| B3 | Distancia del extremo superior del tubo al tubo de Venturi | m |
| B4 | Distancia del extremo inferior del tubo al tubo de Venturi | m |
| Fe 1 | Coeficiente de la fuerza de excitación en el cuerpo 1 | kg/s ² |
| Fe 2 | Coeficiente de la fuerza de excitación en el cuerpo 2 | kg/s ² |
| Z11 w | Coeficiente de la impedancia de radiación propia del cuerpo 1 | kg |
| Z22 w | Coeficiente de la impedancia de radiación propia del cuerpo 2 | kg |
| Z12 w | Coeficiente de la impedancia de radiación mutua | kg |
| Zbb | Impedancia de radiación propia en el cuerpo 1 | kg |
| Zpp | Impedancia de radiación propia en el cuerpo 2 | kg |
| Zbp | Impedancia de radiación mutua | kg/s |
| Rfv | Resistencia disipativa por fricción | kg/s |
| Sb | Coeficiente de Arquímedes | kg/s ² |
| Vestr | Volumen de las geometrías tronco cónicas de acero | m ³ |
| Mw1 | Masa en el estrechamiento asociada a la velocidad del tubo | kg |
| Mv1 | Masa en el estrechamiento asociada a la velocidad relativa | kg |
| Mw2 | Masa en la superficie cónica asociada a la velocidad del tubo | kg |
| Mv2 | Masa en la superficie cónica asociada a la velocidad relativa | kg |
| Mb | Masa del cuerpo 1 | kg |
| Mp | Masa del cuerpo 2 | kg |
| Hs | Altura significativa de la ola | m |
| Tp | Periodo de la ola | s |
| Rho | Densidad del agua del mar | kg/s ³ |
| Zt | Impedancia del circuito equivalente Thevenin | kg/s |

| | | |
|---------|--|-------|
| Fb | Fuerza de excitación del cuerpo 1 | N |
| Fp | Fuerza de excitación del cuerpo 2 | N |
| Fm opt | Fuerza axial del PTO en condiciones de resonancia | N |
| Fm max | Fuerza nominal del PTO | N |
| Fm | Fuerza axial del PTO | N |
| V | Velocidad relativa entre los dos cuerpos | m/s |
| Vb | Velocidad absoluta del cuerpo 1 | m/s |
| Vp | Velocidad absoluta del cuerpo 2 | m/s |
| Vagua | Velocidad del cuerpo 2 en la geometría 2 en el área A1 | m/s |
| Vr | Velocidad relativa entre el cuerpo 1 y el cuerpo 2 en el área A1 | m/s |
| Ct | Coefficiente de empuje en la turbina | |
| lb | Relación de velocidades de la turbina | |
| Cp | Coefficiente de potencia de la turbina | |
| omgturb | Velocidad angular de la turbina | rad/s |
| Mt | Par de la turbina | N m |
| Pot | Potencia producida por el PTO | W |

2. Introducción

2.1. *Objetivos del proyecto*

Este trabajo se enmarca dentro del área de las energías marinas y más concretamente la conversión de energía del oleaje en energía eléctrica.

Los objetivos principales de este proyecto son:

- **ETAPA 1:** Realizar un *análisis comparativo* de dos opciones de absorbedores puntuales con columna oscilante de agua con distinto mecanismo de extracción de potencia.
- **ETAPA 2:** Desarrollar un *método de evaluación energética* de absorbedores puntuales que sea capaz de calcular la potencia extraída particularizando a un tipo de absorbedor puntual de dos cuerpos con columna oscilante de agua (*IPS buoy*) y partiendo de:
 - Los parámetros que definen la localización en la que se va a colocar el dispositivo.
 - Las dimensiones principales del absorbedor.
- **ETAPA 3:** Utilizar el método de evaluación para *calcular la potencia extraída* en el absorbedor ya existente (*IPS buoy*) y realizar los cambios y consideraciones necesarios para poder compararla con una configuración que incorpore una serie de variantes tanto en la geometría del absorbedor como en el mecanismo de extracción de potencia.
- **ETAPA 4:** Desarrollar una *estrategia de control* para el mecanismo de extracción de potencia y validarla mediante simulación.
- **ETAPA 5:** Diseñar y construir una *bancada de pruebas* para laboratorio que permita probar las estrategias de control desarrolladas.

2.2. *Energía transportada por las olas*

La tecnología de extracción de energía de las olas (también llamada *energía undimotriz*), es una técnica que se encuentra en fases de investigación y precomercial.

En este apartado de introducción se explicará brevemente de dónde proviene la energía que transportan las olas, qué características tiene, cómo se parametriza y se realizará una clasificación de dispositivos diseñados para captar dicha energía explicando brevemente su funcionamiento.

La energía de las olas está 5 veces más concentrada que la energía eólica y entre 10 y 30 veces más que la solar:

Densidad media de la energía:

- **Solar.** $100\text{-}200\text{ W/m}^2$
- **Eólica:** $400\text{-}600\text{ W/m}^2$
- **Olas:** $2000\text{-}3000\text{ W/m}^2$

Esta alta densidad de energía que contienen las olas, junto con la continua necesidad de buscar nuevas fuentes de energía han sido las causas principales del aumento en el interés de la producción de energía a partir de las olas.

El oleaje puede ser generado por distintas “fuerzas perturbadoras” tales como:

- **Ondas generadas por agentes atmosféricos:** las del viento son las que mayor energía asociada tienen con periodos del orden de segundos a minutos. Otros agentes perturbadores pueden ser tormentas, o un cambio de presión atmosférica que produzca un agitación en resonancia del agua.
- **Ondas generadas por la atracción de los astros:** fuerzas gravitatorias de la Luna y el Sol que provocan ondas largas más conocidas como mareas, con periodos de 12 a 24 horas. El contenido energético es mínimo en este tipo de ondas.
- **Ondas generadas por terremotos denominadas tsunamis:** son ondas de periodo teóricamente infinito, frecuentes en el Pacífico, que se propagan hacia la costa desde un epicentro. El contenido energético es enorme pero difícil de captar.

De todas ellas, las que aportan mayor cantidad de energía son las generadas por el viento. Éste se entiende como un derivado de la energía solar, puesto que al calentarse la superficie terrestre de manera no homogénea se producen desplazamientos de aire debidos a las diferencias de densidad. De esta forma el viento por rozamiento con la superficie libre del océano o mar genera el oleaje. Se estima que aproximadamente el 0.3% de la energía solar se transforma en energía undimotriz.

2.2.1. Características del oleaje generado por el viento

En el mar existen prácticamente todos los tipos de ondas que la física y la matemática han podido describir y modelar, tales como ondas sinusoidales o compuestas de varias sinusoides, ondas troncoiales y ondas que tienen perfiles insólitos, ondas progresivas y estacionarias, ondas amortiguadas, ondas superficiales, ondas medias, ondas que llegan a la superficie del mar y ondas que se manifiestan en profundidad en contacto con aguas de temperatura y salinidad diferentes.

En el mar existen dos tipos generales de ondas:

- **Ondas estacionarias:** En una onda marina estacionaria, existen uno o varios puntos (o líneas), en los que el movimiento es nulo, (puntos nodales), y uno o más puntos en los que el desplazamiento es máximo, (puntos ventrales). La distancia entre los nodos y la frecuencia de la oscilación dependen de las dimensiones geométricas de la cuenca en que se produzcan. Las “secas” son ondas estacionarias como las oscilaciones propias de las cuencas marinas y las cooscilaciones de las mareas. En una cuenca marina, o en un lago, las secas se manifiestan cuando la masa de agua sufre sacudidas bruscas tanto por la acción del viento y variaciones de la presión atmosférica, como por sacudidas costeras submarinas. Las cooscilaciones de marea son una especie de secas originadas en un mar semicerrado por las mareas externas, que se desarrollan en amplitud oceánica abierta. Sólo en extensiones oceánicas grandes, la fuerza de la marea puede imponer directamente oscilaciones bastante amplias (mareas independientes).
- **Ondas transitorias o progresivas:** Una onda marina progresiva es aquella que varía en el tiempo y en el espacio, pueden formarse en la superficie (por ejemplo, ondas superficiales debidas al viento) o en el seno de la masa oceánica (ondas internas que se producen a lo largo de las discontinuidades de temperatura y salinidad entre las diversas masas de agua)

La transferencia de energía de viento a agua se almacena en el oleaje y es capaz de viajar miles de kilómetros con escasas pérdidas de energía. Conforme las olas van acercándose a la costa, experimentan una pérdida de energía ya que empiezan a interactuar con el lecho marino. Sin embargo, esta disipación de energía puede verse compensada por fenómenos como la refracción y la reflexión que conducen a la formación de zonas con concentraciones de energía.

La intensidad y el grado de desarrollo que tenga el oleaje dependerán principalmente de los siguientes factores:

- La intensidad o fuerza con la que sople el viento.
- El tiempo que sople el viento en una misma dirección.
- La distancia a lo largo de la cual el viento sopla en la misma dirección.

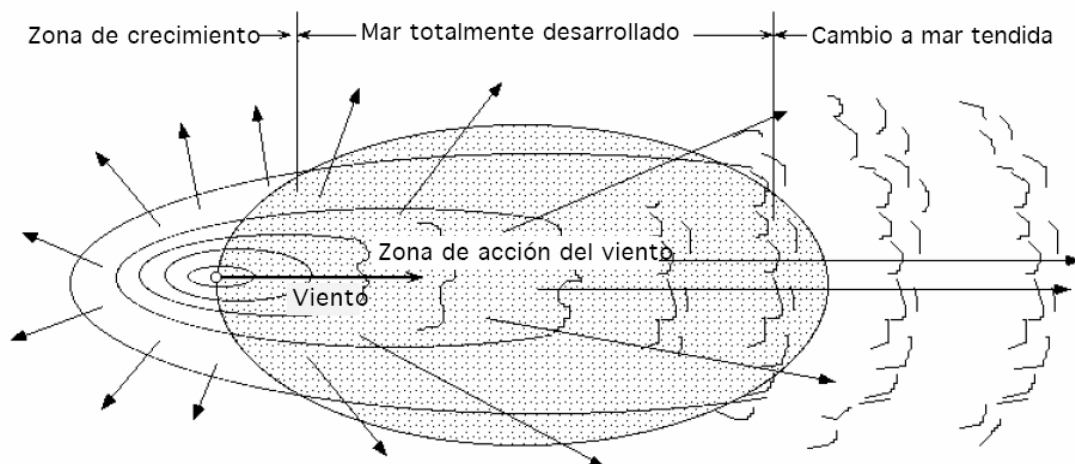


Fig. 2.1. Acción del viento actuando sobre una zona determinada del mar.

En la figura [Fig. 2.1] se observa cómo el viento interacciona en el *fetch* (Distancia en la que el viento sopla sin cambios significativos de dirección y sin encontrar obstáculos. A mayor *fetch*, mayor desarrollo de las olas) con la superficie libre del mar formando olas irregulares. A medida que éstas se van propagando, se agrupan dando lugar a olas más regulares dando lugar a tres zonas:

- **Crecimiento:** se trata de una zona caótica, con forma irregular debido a la coexistencia de ondas con frecuencias y direcciones diferentes. A dicho oleaje se le denomina mar de viento. Las olas irregulares varían su longitud de onda y altura de forma aleatoria y deben ser consideradas desde el punto de vista estadístico. El origen de la irregularidad es diverso: variaciones de profundidad a lo largo del espacio, variación de la fuerza del viento, etc. El mar irregular puede ser explicado por el teorema de superposición, ya que la ola irregular puede describirse como una superposición de olas sinusoidales de diversas amplitudes y frecuencias. Una vez generado, se propaga hacia fuera de la zona de generación por dispersión radial o angular.
- **Mar totalmente desarrollado:** Una vez formadas las olas se trasladarán sobre la superficie del mar, fuera de la zona de generación, hasta que se agote su energía. Estas olas, no sujetas ya al viento que las originó, van suavizando sus formas, lo que se manifiesta en unas crestas redondeadas y con menores variaciones de altura entre crestas sucesivas, presentando, por tanto, mayor uniformidad. Al mar que tiene estas características se le denomina mar tendido o de fondo. Cuando el oleaje se encuentra en la zona de mar tendido, ha sufrido una criba por periodos y direcciones debido a los dos mecanismos anteriores de dispersión, las crestas se redondean y el oleaje adquiere un aspecto más regular. Las ondas se mueven agrupadas en trenes de olas con igual longitud de onda y velocidad y se propagan hacia la costa.

Cuando el oleaje se acerca a la costa, se ve afectado debido a su interacción con el lecho marino, aumentando la relación entre la altura y longitud de onda (H/L) hasta llegar un

punto en el que el oleaje se hace inestable y rompe [Fig. 2.2]. Este proceso disipa la energía de forma rápida.

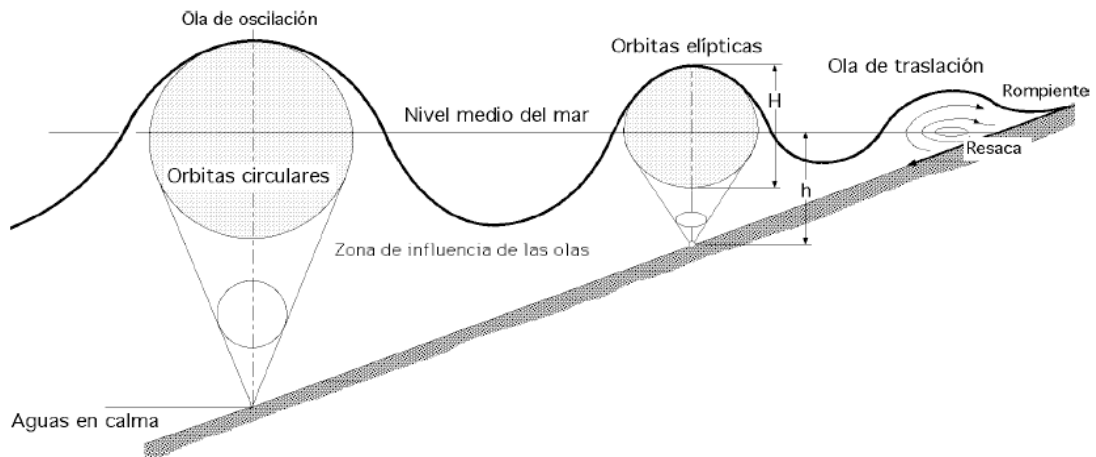


Fig. 2.2. Movimiento de la superficie y las partículas al aproximarse a la costa.

2.2.2. Energía contenida en el oleaje generado por el viento

La representación del oleaje se puede realizar de manera determinista pero se trata de una representación extremadamente complicada, por lo que en se va a utilizar la probabilística o estocástica.



Fig. 2.3 Esquema de las distintas opciones de representación del oleaje

Se denomina **estocástico** a aquel sistema que funciona, sobre todo, por el azar. Siempre que se estudia el comportamiento de una variable aleatoria a lo largo del tiempo se habla de un proceso estocástico. Las leyes conocidas de causa-efecto no explican cómo actúa el sistema de manera determinista, sino en función de probabilidades. El

estocástico es un algoritmo que basa su resultado en probabilidades que cambian en el tiempo, diferenciándose del algoritmo probabilístico por su comportamiento dinámico. De tal modo que, en matemáticas la estocástica resulta ser un conjunto de teorías estadísticas que tratan de los procesos cuya evolución es aleatoria. Se estudia el comportamiento en el mar de manera estocástica, en el dominio de la frecuencia y el número de onda, permitiendo calcular los movimientos y esfuerzos de los dispositivos que se encuentran en el mar con una fiabilidad suficiente. Cada una de las variables aleatorias puede depender del tiempo o no. En el segundo caso se habla de proceso estocástico estacionario.

La representación estocástica del oleaje real se puede estudiar con dos técnicas distintas:

- Mediante una descripción estadística de los parámetros
- Mediante el uso de una función de densidad espectral.

En el presente proyecto se va a realizar un estudio con la suposición de **olas** incidentes **regulares**, por lo que no se entrará a explicar la descripción espectral, que comprende la superposición de muchas ondas monocromáticas de diversas amplitudes, periodos, direcciones y fases, que es justamente lo que compone un oleaje cualquiera.

La consideración de las características del oleaje se va a enfocar de forma geométrico-estadística. Consiste en la extracción de parámetros característicos del oleaje a partir de series de datos recogidos en una superficie libre. Normalmente se trabaja con datos procedentes de boyas situadas en aguas profundas de diversos puntos geográficos. A partir de dichos registros, se toma el criterio de paso por cero ascendente (o descendiente) para considerar cada onda por separado con una altura y periodo asociados.

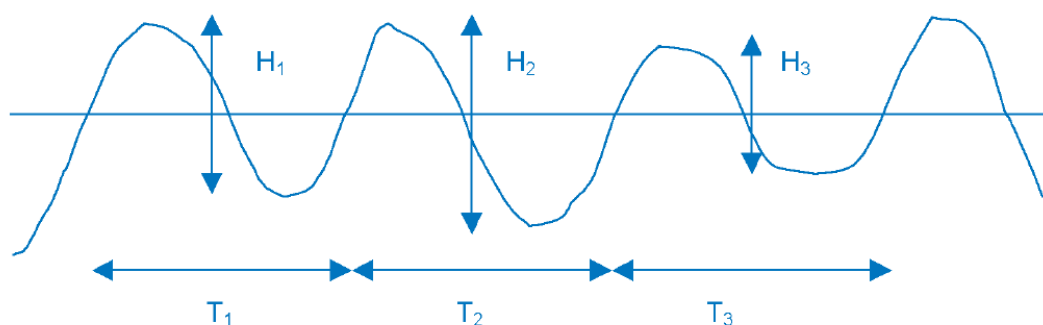


Fig. 2.4 Definición de altura de ola y periodo. [internacional Energy Agency, 2003]

Si se parte de un ejemplo de registro de oleaje de tiempo limitado, se obtienen N alturas de ola H_i con T_i periodos asociados. Cada altura H_i será la máxima variación de la superficie libre entre dos pasos por cero ascendente y el T_i el tiempo transcurrido entre dichos puntos. Una vez se tienen estos datos, el oleaje vendrá caracterizado por un solo

valor de altura de ola y periodo que defina el estado de mar. Los principales estadísticos que se usan habitualmente son los siguientes:

2.2.2.1. Altura de ola

- **Altura significativa de ola** (H_s o $H_{1/3}$): Es el parámetro más extendido a la hora de describir un estado de mar. Fue presentado por primera vez por Sverdrup y Munk (1947) y surgió de la necesidad de establecer un parámetro estadístico que relacionara las alturas de ola obtenidas en el registro instrumental del oleaje y las establecidas a través de observación visual de un estado de mar. Para indicar la altura de la ola más representativa de este estado del mar se toma un valor estadístico denominado altura significativa de ola, que es la media aritmética del tercio de las olas de mayor altura registradas.

$$H_{1/3} = \frac{\sum \text{de } \frac{1}{3} \text{ de olas de } H_{\text{máx}}}{\frac{1}{3} \text{ del número de olas registradas}} = \frac{3}{N} \cdot \sum_{i=1}^{N/3} H_i$$

(Ec. 2.1)

- **Altura de ola** $H_{1/10}$: media aritmética de la décima parte de olas más altas. Es menos frecuente que la anterior.
- **Altura cuadrática de ola** (H_{rms}): media cuadrática del registro de alturas de ola, proporciona una idea de la energía contenida en el registro. Se utiliza habitualmente para el cálculo de la energía por unidad de superficie.
- **Altura máxima de ola** ($H_{\text{máx}}$): máxima altura de ola del conjunto de N registros.

2.2.2.2. Periodo de ola

- **Periodo medio** (T_s): periodo promedio de los pasos por cero ascendentes o descendentes.
- **Periodo significativo** ($T_{1/3}$): media aritmética de los periodos asociados al tercio de olas más altas.

2.2.2.3. Energía de ola

A partir de estos parámetros, eligiendo un modelo u otro, se puede estimar la energía por segundo y metro de frente de ola que transporta el mar cuando presenta ese comportamiento. A continuación se expone un ejemplo de estimación de potencia transportada en función de la altura y periodo de ola:

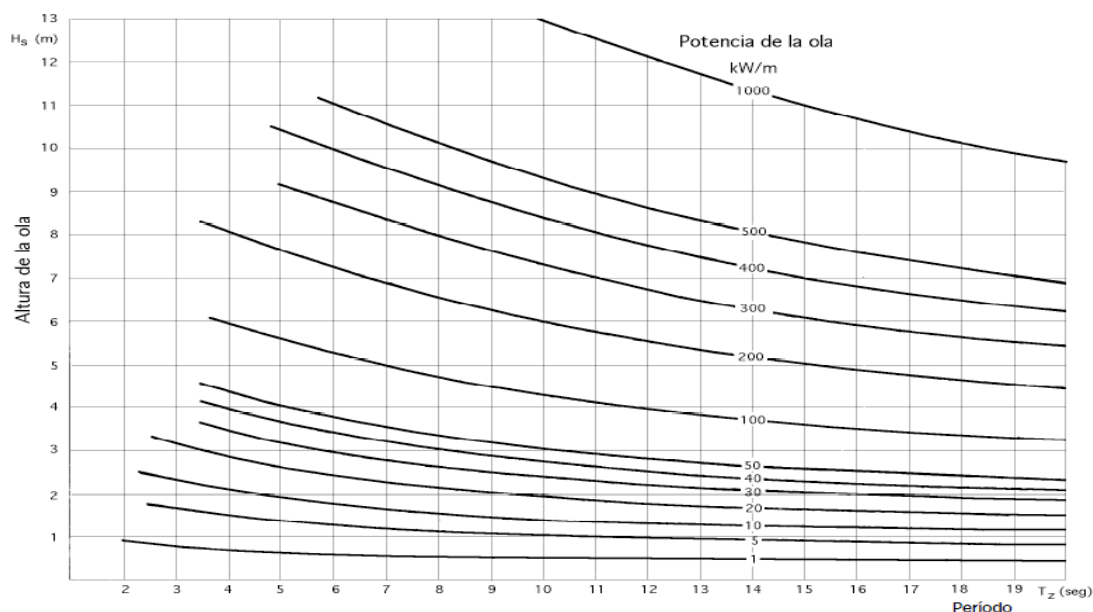


Fig. 2.5 Valores de la potencia transportada por las olas en kW/m (Ecuación de Pierson-Moskowitz), en función de la altura y el periodo de la ola [1]

2.3. Las olas como recurso energético: Energía undimotriz

2.3.1. Introducción a la energía undimotriz

Se define **energía undimotriz** como la energía que se genera con el movimiento de las olas.

La posibilidad de convertir esta energía de las olas en energía eléctrica ha inspirado a muchos ingenieros: más de mil patentes han sido registradas desde 1980 [2] y el número ha incrementado considerablemente en la actualidad.

2.3.1.1. Ventajas e inconvenientes de la tecnología de captación de energía de las olas

Las **ventajas** de la absorción de la energía undimotriz son:

- Se trata de una energía que se puede encontrar en múltiples ubicaciones.
- Su predicción es mejor que la de otras energías renovables como la energía eólica.
- Supone muy poca interferencia medioambiental en zonas habitadas.
- El 37% de la población mundial vive a menos de 90 Km de la costa, lo que significa que la correlación entre la demanda de energía y el recurso es muy buena.

Pero también es importante tener en cuenta los *inconvenientes* que conllevan estas tecnologías:

- Las condiciones severas del mar (temporales) dificultan la tecnología a nivel de solicitaciones mecánicas.
- El material con el que se fabrica el dispositivo debe ser capaz de soportar las extremas condiciones del mar en cuanto a la corrosión, lo que lo encarece considerablemente.
- El difícil acceso del mar en comparación con otras ubicaciones hace que el coste de instalación y mantenimiento sean muy elevados y aumenten conforme mayor es la profundidad y distancia de la costa a las que se encuentra el dispositivo.
- Otra dificultad añadida está relacionada con el mecanismo de extracción de potencia implementado en el captador de potencia, conocido como *PTO (Power Take-Off mechanism)*, que debe permitir la producción de energía utilizable considerando el problema de la variabilidad de flujo de energía propio de las energías renovables.

Se trata de una opción energética que todavía está en fase de desarrollo. Ninguna tecnología se ha impuesto aún al resto ya que ninguna ha demostrado un comportamiento muy superior al resto y porque además distintas localizaciones y oleajes requieren de sistemas distintos. Las instalaciones undimotrices requieren una alta inversión y un mayor desarrollo tecnológico

2.3.2. Clasificación de convertidores de energía undimotriz

Existe una extensa variedad de convertidores de energía de las olas, resultantes de las diferentes maneras en las que ésta puede ser absorbida. A continuación se exponen los criterios de clasificación de los mismos según la ubicación para la que han sido diseñados (distancia respecto de la costa), según la forma que tienen y la orientación que deben tomar respecto del frente de ola y por último según el principio en el que se basa el sistema de captación de energía.

2.3.2.1. Clasificación según la ubicación

- En la costa (*onshore*)
- Cerca de la costa (*nearshore*) (10-40 m)
- Mar adentro (*offshore*) (>50 m)

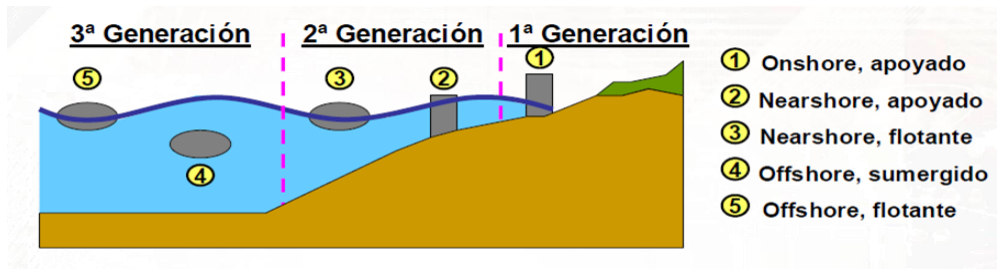


Fig. 2.6 Clasificación de convertidores de energía de las olas según su ubicación [4]

2.3.2.2. Clasificación según la forma y la orientación:

- **Absorbedores puntuales:** son estructuras de tamaño reducido en comparación con el oleaje incidente. Concentran la captación de energía en un punto y generalmente se colocan varios dispositivos agrupados siguiendo una línea.
- **Atenuadores:** tienen una dimensión mucho mayor que la otra que se coloca paralela a la dirección de avance de la ola. Son bastante estables ya que las fuerzas a ambos lados de la estructura se compensan.
- **Totalizadores o terminadores:** se colocan poniendo la dimensión de mayor tamaño del dispositivo perpendicular a la dirección del avance de las olas, recogiendo así una superficie de ola mucho mayor que los dos anteriores. Requieren de un sistema de amarre más resistente que los atenuadores.

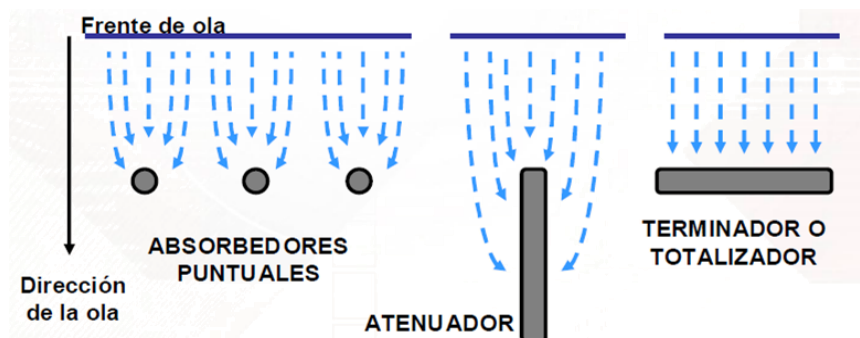


Fig. 2.7 Clasificación de convertidores de energía de las olas según su ubicación [4]

2.3.2.3. Clasificación según el principio de captación de energía:

- **Columna de agua oscilante:** la presión del agua se transmite al aire, que a su vez mueve una turbina
- **Arquímedes:** Se basa en el movimiento relativo entre dos cuerpos que presuriza el fluido contenido en el interior
- **Boya con referencia fija:** boyas que flotan libremente respecto a un cuerpo que se mantiene fijo por medio de amarres o como consecuencia de su geometría y

su interacción con el mar. La extracción de energía se basa en el movimiento relativo entre ambos cuerpos.

- **Cuerpo boyante con referencia móvil:** la energía se extrae por el movimiento relativo entre las diferentes partes de la estructura.
- **Dispositivos de rebase:** pueden estar flotando o anclarse fijos al fondo. Almacenan el agua del oleaje que incide para accionar una turbina. Aprovechan, por lo tanto, la energía potencial del oleaje.
- **Aparatos de impacto o pendulares:** aprovechan la energía horizontal de las olas para mover un pistón que a su vez acciona la turbina. Aprovechan una cantidad pequeña de la energía cinética incidente.

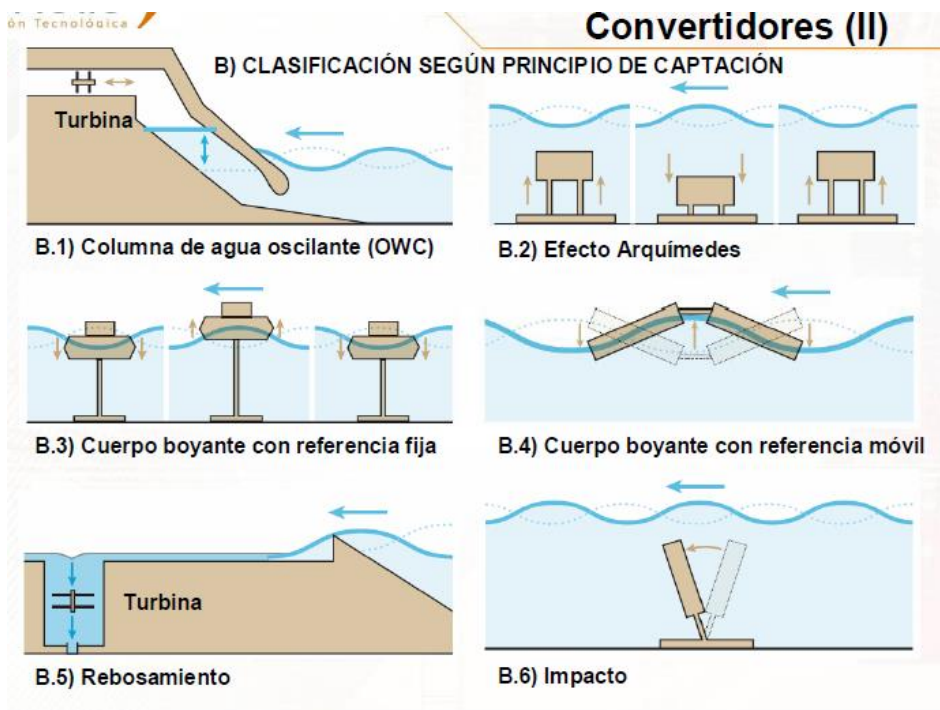


Fig. 2.8 Clasificación de convertidores de energía de las olas según el principio de captación de energía

2.3.3. Estado de la técnica: Sistemas de captación de energía de las olas

El tratado de Kyoto avivó el énfasis en la investigación de energías limpias. Haciendo una búsqueda en el campo de convertidores de la energía de las olas del mar, se descubre que la variedad de diseños aumenta cada año notablemente. Europa ha realizado el mayor número de contribuciones, pero Estados Unidos y Australia también han empezado a introducir esta novedosa tecnología. [5]

A continuación se procede a explicar, sin profundizar en exceso, algunos ejemplos de dispositivos convertidores de energía de las olas del mar, también llamados *WEC* (*Wave Energy Converters*) desarrollados en todo el mundo.

2.3.3.1. OWC (*Oscillating Water Column*)

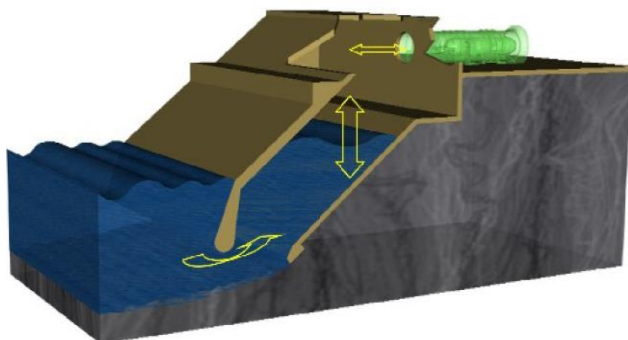


Fig. 2.9 Dispositivo de columna de agua oscilante

Constan de una estructura parcialmente sumergida hueca por la parte de abajo, dentro de la cual hay una cámara de aire por debajo del nivel del mar. El movimiento del oleaje se traduce en presión sobre el aire situado en el interior, que se expande y comprime accionando una turbina que a su vez acciona el generador.

La estructura es un tubo de gran diámetro en la zona en contacto con el agua, y a medida que se acerca a la turbina se va estrechando con el fin de amplificar la presión y que el sistema turbina-generador funcione correctamente. La velocidad en la turbina es máxima cuando el sistema entra en resonancia, es decir, cuando la frecuencia natural de la turbina y del generador coinciden con la de la ola. Los rendimientos suelen estar entre 30-50% y pueden estar instalados en estructuras tanto fijas como móviles o flotantes. La potencia a la que operan oscila entre los 100 y los 500 kW.

Todos los prototipos de este tipo presentan los mismos retos tecnológicos:

- Mejora de los rendimientos de las turbinas, del sistema de conversión hidráulica a alta presión y del funcionamiento a nivel general.
- Difícil integración a la red debido a las fuertes fluctuaciones de potencia.

Algunos ejemplos de este tipo de instalaciones son el LIMPET (*Land Installed Marine Powered Energy Transformer*), que fue desarrollado por la compañía británica *WaveGen Ltd.* en diciembre de 2000 en la costa oeste de Escocia, donde existe un flujo de energía disponible de entre 15 y 25 KW/m. Otro ejemplo es el llamado Pico OWC, construido en 1998 en la isla de Pico en las Islas Azores (Portugal). Aunque al principio no operaba correctamente debido a problemas técnicos y financieros, finalmente, de 2003 a 2006 se llevó a cabo un proyecto para recuperar el sistema, obteniendo como potencia máxima de salida 400 KW.

2.3.3.2. TAPCHAN (*TAP*ered-*CHAN*nel)

Consta de una estructura en canal que se va haciendo estrecha de forma gradual. A medida que el oleaje se propaga por el canal, la altura de la ola se amplifica hasta que sobrepasa la estructura y entra a un depósito de reserva, que se encuentra a una altura

mayor, y que proporciona un flujo continuo de agua a una turbina tipo Kaplan, que mueve un generador dentro.

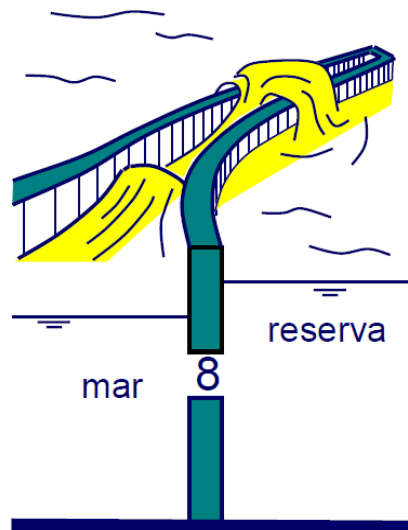


Fig. 2.10 TAPered-CHANel

Su funcionamiento se ha comprobado con un único prototipo, el cual parece ser competitivo pero no ha sido posible su comercialización a gran escala. La viabilidad parece estar muy condicionada por la ubicación del dispositivo, siendo conveniente que cerca de la costa haya suficiente profundidad y que las mareas no superen un metro de altura.

2.3.3.3. Waveroller

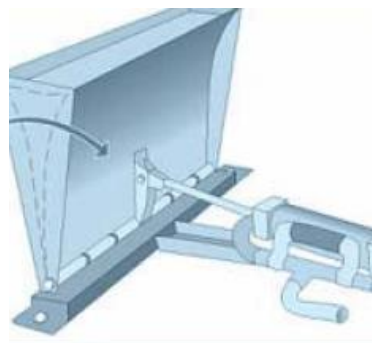


Fig. 2.11 Waveroller

Consiste en una placa abatible anclada al fondo del mar por la parte inferior, la cual se mueve por el movimiento oscilatorio de las olas en el fondo. La energía cinética se transmite a un pistón y se transforma a energía eléctrica bien mediante un generador

o bien con un sistema hidráulico cerrado combinado con un conjunto turbina-generator. Se coloca a una profundidad de unos 10 metros, proporcionando una potencia nominal de 13 kW por placa.

2.3.3.4. Atenuador

Está formado por una estructura cilíndrica semisumergida cuyo eje está orientado paralelamente a la dirección de propagación del oleaje. Se encuentra articulado en varios puntos que conforman nodos móviles con dos grados de libertad: vertical y horizontal. El movimiento relativo entre las partes articuladas acciona un sistema hidráulico de 4 pistones que alimenta un depósito a presión que, a su vez, actúa sobre un generador eléctrico.



Fig. 2.12 Atenuador

Se encuentra anclado al fondo por un sistema de pesos y flotadores que impide que vaya a la deriva sin restringir la oscilación del artefacto. Estos dispositivos almacenan la energía en acumuladores hidráulicos permitiendo que el flujo hacia el generador sea más suave y estable que la energía que proporciona directamente el oleaje. Ha sido diseñado para situarse a profundidades de entre 50 y 70 metros a una distancia de la costa de entre 5 y 6 km.

2.3.3.5. Totalizador o terminador

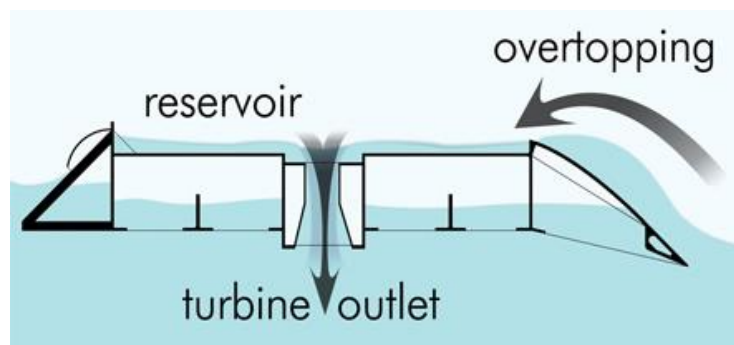


Fig. 2.13 Terminador

Se trata de un dispositivo elevado de 2 a 3 metros sobre el nivel del mar, formado por un reflector de dos brazos que concentra el oleaje hacia una rampa. A través de dicha rampa se conduce el agua a un depósito situado a mayor altura con un desagüe y un equipo de turbinas Kaplan de baja presión.

2.3.3.6. Absorbedores puntuales

Se trata de dispositivos que tienen las dos dimensiones similares y concentran la absorción de energía del frente de ola en un punto.

El interés de este proyecto se centra en el estudio de captadores de tipo absorbedor puntual, por lo que se ha considerado conveniente describirlo más en detalle en el presente documento.

3. Absorbedores puntuales

Esta configuración de convertidor de energía de las olas suele estar compuesta por una boya flotante, semi-sumergida o sumergida totalmente, que se relaciona físicamente con una estructura sumergida. De esta manera son capaces no sólo de captar la porción de la ola directamente incidente, sino también la de un entorno más o menos amplio dado por el concepto de masa añadida de agua. Suelen ser cuerpos de revolución, por lo que, al ser axisimétricos, resultan indiferente la dirección de propagación de la ola.

Algunos dispositivos se colocan fijos al fondo marino mientras que otros utilizan anclajes y amarres móviles.[6]

A continuación se procede a explicar de manera más detallada los tipos de absorbedores puntuales, los distintos mecanismos de extracción de potencia, sistemas de control y los fundamentos en los que se basan los absorbedores puntuales para extraer la energía de las olas.

3.1. Tipos de absorbedores puntuales

3.1.1. Sistemas oscilantes completamente sumergidos

3.1.1.1. *Archimedes wave swing*

Se trata de un absorbedor diseñado para estar totalmente sumergido entre los 40 y 100 metros de profundidad, de manera que el impacto visual es nulo. Está compuesto por dos cuerpos: el primero se encuentra fijado al fondo por un bloque de hormigón y el otro hace la función de flotador, desplazándose verticalmente como consecuencia de la incidencia del oleaje. Cuando la ola pasa por encima, el flotador se contrae o expande (dependiendo de si pasa la cresta o el valle de la misma) equilibrando la presión del interior y exterior del mismo. El movimiento relativo entre el flotador y la parte inferior fija se transforma en electricidad mediante un sistema hidráulico y un conjunto motor-generator.

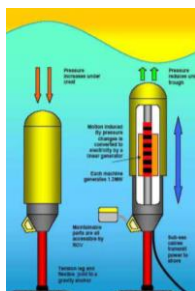


Fig. 3.1 Archimedes wave swing

Las principales *ventajas* que promocionan los fabricantes de este tipo de absorbedor respecto a otros sistemas de captación son:

- Durabilidad: sumergido un mínimo de 6 metros bajo la superficie marina. Evita las elevadas cargas derivadas de las tormentas, reduciendo costes de anclaje y riesgo de daños.
- Densidad energética: su densidad energética es 10 veces mayor que la de los dispositivos flotantes porque el ratio de energía producida por kilogramo de acero empleado es más elevado que el de sus competidores.
- Al constar sólo de una única pieza móvil y un número limitado de elementos auxiliares, se reduce así el riesgo de averías y los requisitos de mantenimiento.

3.1.1.2. *Powerbuoy*

Tecnología desarrollada por *OPT (Ocean Power Technologies)* de Estados Unidos. El sistema consiste en aprovechar el movimiento vertical y pendular del oleaje a través de una boya de unos 2 a 5 metros de diámetro abierta por la parte inferior. Las boyas obtienen la energía mediante un sistema hidráulico que aprovecha el movimiento relativo entre el flotador y el mástil de la boya. El sistema bombea un fluido (aceite) a alta presión que mediante una turbina acciona un generador eléctrico.

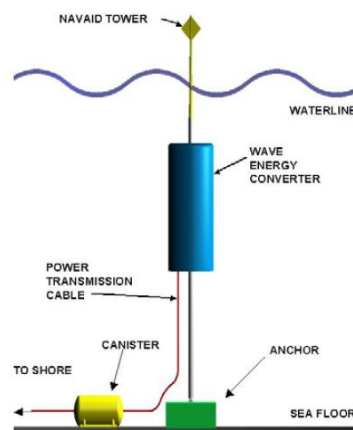


Fig. 3.2 Powerbuoy

La energía obtenida se traslada a la costa mediante un cable por el fondo marino. En el caso de tener temporales extremos, el sistema se desactiva por precaución y una vez se ha vuelto a la normalidad, el sistema vuelve a activarse y producir energía.

3.1.2. Sistemas con un cuerpo flotante semisumergido

El dispositivo de boya oscilante más simple es el de una boya oscilante reaccionando contra un punto de referencia fijo (sobre el fondo del mar o sobre una estructura fijada al fondo del mar). Hay varios ejemplos de este tipo de absorbedores.

- **Dispositivo G-IT:** consiste en una boya en forma de cuña, de planta rectangular (1.8m x 1.2 m en la línea de superficie del mar), cuyo movimiento vertical está guiado por una estructura de acero que se fija a un rompeolas en la costa. El mecanismo de extracción de energía consiste en un pistón que comprime un depósito de gas. [7]
- **Boya noruega:** se trata de una boya esférica que puede funcionar absorbiendo la oscilación relativa de un punto conectado a un ancla en el fondo marino. El control de la boya se realiza enclavándola, y está equipada con una turbina de aire. Un modelo de 1 metro de diámetro en el que la turbina de aire fue probada (incluyendo el control con enclavamiento) en Trondheim Fjord en 1983. [8]
- Un diseño alternativo es una boya conectada por un cable a una estructura fijada al fondo del mar. El cable se mantiene tenso con un muelle o algún tipo de dispositivo amortiguador. El movimiento relativo entre la boya excitada por la ola del mar en la superficie y la estructura fija al fondo del mar activa el sistema *PTO*. El *PTO* (alojado en la estructura fijada al fondo), consistía en un bomba de pistón que aumentaba la presión del agua y la impulsaba a una turbina hidráulica. Este dispositivo fue probado en Dinamarca en 1990 [9].
- Una versión de la idea de boya con amarres tirantes está siendo desarrollada en la universidad de Uppsala, Suecia, y utiliza un generador eléctrico lineal en vez de una bomba de pistón, colocado en el suelo del océano [Fig. 3.3] [10]. Una cuerda se conecta desde la parte de arriba del generador a una boya colocada en la superficie del océano. Los muelles alojados en el *traslator* del generador se encargan de recoger energía durante la mitad de un ciclo de la ola y al mismo tiempo actúan como una fuerza de recuperación en los valles de la onda.

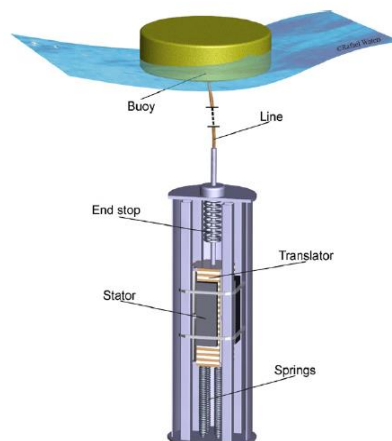


Fig. 3.3Boya oscilante con generador eléctrico lineal. Universidad de Uppsala.

- **Aquabuoy**



Fig. 3.4 Aquabuoy

Sistema desarrollado por *Aquaenergy Group*. Consta de una boya flotante que transforma el movimiento de subida y bajada provocado por el oleaje para transmitirlo a un pistón, que a su vez está unido a dos mangueras flexibles que funcionan como bombas de agua, impulsando el agua a presión a través de un tubo hacia el acumulador que se encuentra en la parte superior del dispositivo. La electricidad se produce en el interior del dispositivo, que aloja un sistema turbina-generador.

- Otro sistema con boya oscilante conduciendo un generador eléctrico lineal se ha desarrollado en la Universidad de Oregon, EEUU [Fig. 3.5] [11]. Consiste en un mástil con un calado profundo y una boya con forma de platillo anular. El mástil está unido rígidamente al fondo del mar con un cable. La boya tiene libertad para moverse verticalmente respecto del mástil, pero en el resto de grados de libertad tiene restringido el movimiento con un sistema de cojinetes lineales. Las fuerzas que actúan sobre el mástil por la velocidad relativa entre los dos cuerpos se convierten en electricidad por un generador lineal de imanes permanentes. El mástil está diseñado para tener suficiente flotabilidad para resistir la fuerza del generador en la dirección negativa en el eje vertical.

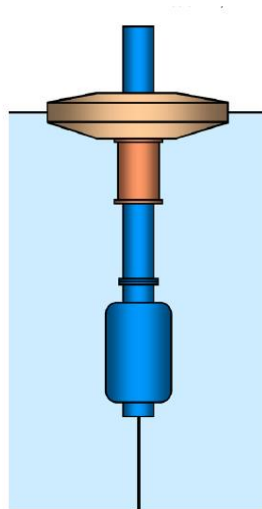


Fig. 3.5L-10 convertidor con generador eléctrico lineal desarrollado en la Universidad de Oregon.

3.1.3. Sistemas con dos cuerpos oscilantes

La energía se convierte a partir del movimiento relativo entre dos cuerpos oscilando de distinta manera, con lo que se obtiene una mayor velocidad para la misma fuerza y por tanto una mayor potencia. La hidrodinámica del sistema de dos cuerpos fue analizada teóricamente en detalle por Falnes [12]. Los convertidores de energía multi-cuerpo conllevan una mayor complejidad en el control [13, 14].

El concepto de absorbedor puntual de dos cuerpos [15] es uno de los primeros ejemplos de sistema de dos cuerpos oscilantes. Consiste en dos cuerpos; el exterior, que tiene una frecuencia de resonancia muy pequeña, es una estructura que actúa de referencia, mientras que el sumergido es el que actúa como absorbedor de potencia. Este dispositivo incorpora un concepto que más tarde sería adoptado por otros tipos de absorbedores: la masa del cuerpo interior se aumenta (sin afectar significativamente a los coeficientes de excitación y radiación) conectándolo rígidamente a un cuerpo totalmente sumergido y colocado suficientemente profundo.

Uno de los absorbedores de dos cuerpos oscilantes más interesante es el *IPS buoy*, inventado por Sven A. Noren [Fig. 3.6] [16] e inicialmente desarrollado en Suecia por la compañía *Interproject Service (IPS)*. Este dispositivo consiste en una boya conectada rígidamente a un tubo vertical completamente sumergido (también llamado tubo de aceleración), abierto por ambos extremos como se indica en la siguiente figura:

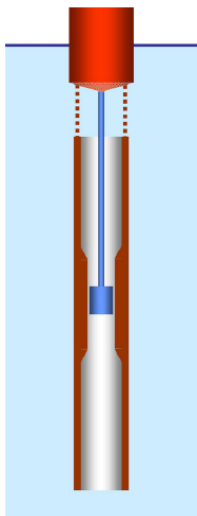


Fig. 3.6 Representación esquemática del IPS buoy

El tubo contiene un pistón, cuyo movimiento relativo con el sistema boya-tubo (que tiene un movimiento originado por la acción de la ola sobre la boya y la inercia de la columna oscilante de agua encerrada en el tubo), activa un mecanismo de *PTO*. El mismo autor de este invento más tarde mejoró el problema de las *end-stops* (paradas en el fin de la carrera): la parte central del tubo, por la que desliza el pistón, se abre en forma de campana en ambos finales de carrera del pistón [17]. A principios de los años 80 se hicieron pruebas en el mar de un prototipo a escala 1:2 del *IPS buoy* en Suecia [18], pero todavía no se ha llevado a la práctica.

Este es el sistema que se va a estudiar en detalle a lo largo de este proyecto. En concreto, se analizarán dos posibilidades para la extracción de la energía: una basada en un pistón movido por la columna de agua y otra basada en una turbina bidireccional impulsada por dicha turbina.

3.2. Mecanismos de extracción de potencia

La conversión de la energía puede hacerse de muchas maneras: algunos investigadores aprovechan la oscilación para mover un generador lineal y generar corriente directamente, otros usan sistemas mecánicos e hidráulicos para generar corriente alterna, y otros aprovechan la oscilación para bombear agua a presión hasta la costa. El doble sentido que tiene el movimiento de la ola (carrera de subida y carrera de bajada) ha hecho que una nueva variante de extracción de energía comience a cobrar importancia: la turbina hidráulica bidireccional de flujo axial que permita maximizar la extracción de potencia. Esta tecnología todavía está en proceso de estudio y desarrollo.

A la hora de diseñar un absorbedor puntual, los investigadores se enfrentan a la tarea de elegir el mecanismo de extracción de potencia (también denominado *Power take-off (PTO)*) que van a emplear para convertir el movimiento lineal del absorbedor puntual en energía eléctrica. El método de conversión debe tener en cuenta que las

fuerzas lineales transferidas al absorbedor puntual pueden llegar a exceder 1 MN con velocidades del orden de 2 m/s [24].

3.2.1. Sistema hidráulico

Convencionalmente el proceso de conversión de energía se ha llevado a cabo con un mecanismo intermedio para convertir el movimiento lineal en el rotativo necesario para accionar un generador eléctrico rotativo. El sistema intermediario más popular es el sistema hidráulico.

El sistema hidráulico en un absorbedor puntual consiste en un pistón, una bomba hidráulica y un motor hidráulico. El movimiento lineal de la ola actúa moviendo el pistón arriba y abajo bombeando un fluido presurizado (normalmente aceite) a través de la bomba hidráulica alimentando el motor hidráulico. De este motor se obtiene el movimiento rotativo necesario para accionar un generador eléctrico estándar, y acoplando el motor hidráulico al generador, el proceso de conversión se completa.

Las **ventajas** de los sistemas hidráulicos son las siguientes:

- Los sistemas hidráulicos cuentan con muchos años de pruebas y la mayoría de los ingenieros los prefieren por esta razón en lugar de los generadores lineales.
- Son más baratos de diseñar y construir que los *direct drive* (mecanismos de conversión de energía directa) [26].

Por otra parte, también tienen una serie de **desventajas** como son las siguientes:

- Al ser un proceso de conversión indirecto, las pérdidas hidráulicas en el bombeo y el motor hidráulico además de las del generador y el inversor lo convierten en un sistema mecánicamente ineficiente [25].
- Otro problema está relacionado con la gran cantidad de partes móviles del sistema. Más partes móviles implican más mantenimiento, y un dispositivo marino debería tener el menor mantenimiento posible ya que su acceso es especialmente difícil.
- Aunque no todos los absorbedores puntuales con sistema hidráulico utilizan aceite en el circuito hidráulico (algunos utilizan agua de mar), conviene señalar que en el caso del aceite, una junta o una válvula rotas podrían verter aceite al mar, lo que resulta altamente contaminante.
- Los sistemas hidráulicos están diseñados para trabajar con velocidades menores que otros sistemas.

3.2.2. Generador lineal

No obstante, es interesante la opción de usar un accionamiento eléctrico directo, haciendo la transformación del movimiento lineal en energía eléctrica directamente mediante generadores lineales.

Los generadores lineales, al igual que los rotativos convencionales, convierten energía mecánica en eléctrica; sin embargo, el rotor en un generador lineal (normalmente llamado *translator* en esta aplicación) se mueve arriba y abajo en vez del movimiento rotatorio sobre un eje que tiene en un generador tradicional.

Ventajas del generador lineal:

- Convierte el movimiento de la ola directamente en electricidad, ahorrándose cajas de cambios y sistemas hidráulicos intermedios.
- Tiene menos partes móviles que el sistema hidráulico
- Es más eficiente.

Desventajas:

- El generador lineal debe estar especialmente adaptado para ajustarse a las especificaciones del absorbedor, por lo que no se trata de un equipo estándar disponible en el mercado, y como consecuencia es más costoso.
- Es más grande porque su velocidad es más baja.
- Al seguir el movimiento de las olas tiene puntos de funcionamiento de velocidad nula, hay puntos de potencia cero y por tanto la entrega de potencia no es continua.

En los últimos años se ha producido un gran interés alrededor de los generadores lineales como aplicación para los dispositivos absorbedores. El objetivo principal es analizar diferentes topologías de generadores lineales para clasificar los que mejor encajan con un absorbedor puntual.

Entre 2002 y 2005 se realizó una comparación [27, 28] entre máquinas de:

- imanes permanentes (*PM*) síncronas.
- inducción
- reluctancia conmutada
- flujo longitudinal de imanes permanentes (*LFPM*)
- flujo transversal de imanes permanentes (*TFPM*)

Para la aplicación de un *WEC* existen varios criterios que diferencian unas máquinas de otras. Uno de los criterios más importantes es el límite de esfuerzo cortante que la máquina puede proporcionar para compensar las altas fuerzas a bajas velocidades

experimentadas por los accionamientos eléctricos directos en los *WEC*, y en virtud del diseño, se necesitará una máquina larga [27]. La fuerza de vaivén de la máquina está relacionada con su tamaño, que deberá minimizarse a la vez que proporciona la fuerza necesaria. Otros criterios comparativos deberán ser coste, eficiencia y ciclo de vida.

De todas las máquinas enumeradas, la *TFPM* [Fig. 3.7] se considera la más adecuada para el accionamiento directo en un absorbedor [27,28]. Por un lado tiene la mejor eficiencia, y también es el más pequeño con mayor esfuerzo cortante. La máquina síncrona de imanes permanentes podría considerarse como una buena alternativa al *TFPM*, pero es considerablemente menos eficiente. Aunque la *TFPM* es cara, aún es ligeramente más barato que la máquina síncrona *PM*.

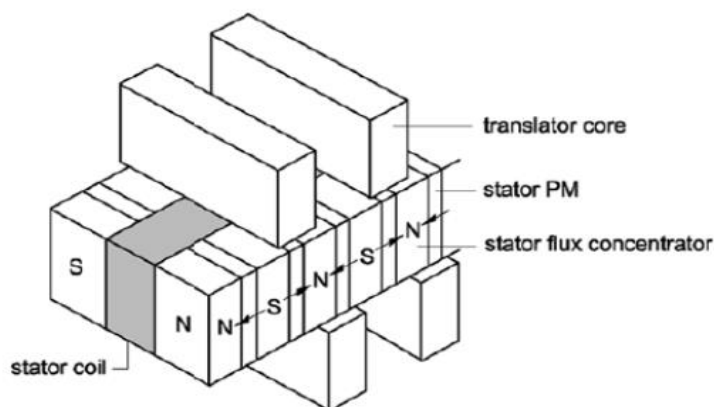


Fig. 3.7 Máquina *TFPM* de flujo concentrado e imanes permanentes

A pesar de las ventajas de usar la máquina *TFPM* en absorbedores puntuales, tienen una serie de desventajas por las que no resulta conveniente descartar el resto de alternativas. Como se ha mencionado, la máquina *TFPM* desarrolla más fuerza que el resto de máquinas enumeradas, con niveles entre $20\text{--}40\text{ kN/m}^2$, por lo que puede llegar a proporcionar 1 MN de fuerza. El problema de usar imanes permanentes de neodimio-hierro-boro (NdFeB) son las fuerzas atrayentes entre estator y traductor, lo que provoca que los rodamientos sufran cargas importantes convirtiéndose así en un problema para el montaje y mantenimiento. Para equilibrar las fuerzas atrayentes entre estator y traductor, se puede usar un estator de doble cara en vez del estator de una sola cara en el que las bobinas se colocan sólo en un lado. A pesar de obtenerse un equilibrio mejor con el estator de doble cara, siguen apareciendo desviaciones en el entrehierro como consecuencia de las fuertes cargas en los rodamientos.

3.2.3. Turbina hidráulica

La turbina hidráulica se considera una opción interesante a estudiar. Como parte del presente estudio se centra en la misma, se realizará un repaso del estado de la técnica de la turbina hidráulica bidireccional en apartados posteriores.

3.3. Técnicas de control

En cuanto al control del absorbedor, es importante crear una estrategia de control que sea capaz de mantener el movimiento del dispositivo en resonancia con las olas, lo que hace que la captura de energía se maximice, pero por otro lado será necesario implementar un límite de movimiento del mismo para no tener problemas mecánicos en el caso de olas extremas o temporales.

La estrategia de control empleada depende mucho del tipo de dispositivo en el que se va a implementar, sin embargo hay una serie de métodos y principios que subyacen en todos los dispositivos:

El dispositivo debería oscilar con la misma frecuencia que las olas que inciden contra él, lo que se consigue mediante algún medio de amortiguación. La amortiguación debe venir de la flotabilidad de los depósitos o cuerpos que conforman el absorbedor, o bien de la fuerza resistiva del generador [19, 20]. Los métodos para controlar el amortiguamiento del generador son muy conocidos, pero los métodos para controlar la oscilación de un absorbedor puntual por medio de la flotabilidad de los cuerpos todavía necesitan de mucho estudio y mejoras. El problema principal con el control de la flotabilidad es el tiempo requerido para bombear aire o agua de mar en los tanques de la manera convencional para alterar la flotabilidad de los dispositivos submarinos [21]. Para superar esta limitación del tiempo, el absorbedor puntual debería predecir las condiciones de las olas en el futuro en vez de reaccionar con las condiciones del presente. Esto requiere de algoritmos predictivos basados en datos recolectados por sensores estratégicamente dispuestos alrededor de los absorbedores. La investigación actual se enfoca en resolver este problema de predicción de las condiciones del mar [22]. El mayor obstáculo al que se tienen que enfrentar los investigadores es descomponer la naturaleza tridimensional del movimiento de la ola y aplicarlo al control del absorbedor puntual. En la práctica, los tanques de flotabilidad deberían ser los encargados del control a gran escala del absorbedor, mientras que la oscilación del generador podría contrarrestar fuerzas transitorias [20, 23].

El uso de datos meteorológicos de una organización como *National Weather Service* podría combinarse con los sensores para preparar los absorbedores puntuales para las condiciones de la zona en la que se van a ubicar. En el caso de temporal peligroso, los absorbedores puntuales pueden hundirse hasta una profundidad segura para pasar la tormenta. Por otra parte, si el absorbedor no corre peligro, se le puede dejar oscilar libremente y limitado por la carrera hasta que se acabe la tormenta.

Generalmente las plantas que suministran energía a la red requieren de algún tipo de control, especialmente aquellas que extraen la potencia de una fuente renovable debido a la imprevisibilidad del recurso energético, como es el caso del absorbedor puntual.

En primer lugar deben diseñarse el arranque y los procedimientos de parada de emergencia por tratarse de operaciones que requieren de una estrategia pensada para cumplir los objetivos que se pretenden alcanzar en las mismas.

Por otra parte, incluso en las llamadas “condiciones de operación normales” se requiere de un control exhaustivo debido a la variabilidad de los requerimientos de la red eléctrica y a las variaciones de la potencia de entrada disponible en la planta. El último punto es particularmente crítico en los dispositivos de absorción de energía de las olas, ya que la potencia de las olas además de tener una naturaleza oscilatoria, tiene una gran componente de aleatoriedad en una escala de tiempo relativamente pequeña, lo que la convierte en una fuente de difícil predicción.

3.3.1. Control de la planta. Parámetros de control y restricciones a tener en cuenta en una planta de extracción de energía undimotriz

3.3.1.1. Resonancia y control de fase

Como norma general, la potencia que un convertidor puede absorber de las olas alcanza su máximo cuando está moviéndose en fase con las olas, es decir, cuando su frecuencia natural de oscilación es parecida a la frecuencia de la ola incidente. Esta situación se conoce como el fenómeno de resonancia y ocurre tanto con cuerpos oscilantes como con columnas de agua oscilantes. Hacer coincidir ambas frecuencias es especialmente tedioso por complicaciones en la construcción del dispositivo y porque las olas reales son irregulares y no tienen una frecuencia bien definida.

El control de fase, que primero fue propuesto para cuerpos oscilantes y más tarde se extendió a columnas oscilantes de agua, tiene como objetivo controlar el mecanismo de extracción de potencia de tal manera que se alcancen las condiciones cercanas a la resonancia maximizando así la energía extraída. Este efecto puede conseguirse sosteniendo el cuerpo oscilante en los finales de carrera mediante un freno o un mecanismo similar durante el periodo de tiempo que sea conveniente.

En las olas reales irregulares la duración óptima de esos periodos de tiempo varía con cada ola y depende de:

- Las características dinámicas e hidrodinámicas del dispositivo.
- La propia ola incidente.
- El movimiento anterior que ha desarrollado el dispositivo.
- La interacción del dispositivo con las olas.

Esta técnica es conocida como control de fase por enclavamiento.

Desde el punto de vista teórico, el control de fase se trata de un problema difícil. Los primeros estudios realizados trataban de resolver el problema maximizando la energía absorbida de las olas durante un largo periodo (mucho mayor que el periodo de las olas). En la realidad, maximizar la energía producida es más complicado ya que se tiene que tener en cuenta la eficiencia de toda la cadena de conversión de energía. Otra

dificultad añadida viene del hecho de que el control de fase óptimo requiere de una predicción fiable de las olas entrantes. De hecho, la “memoria” juega un papel importante en la interacción entre el dispositivo y las olas debido a la causalidad de los factores que intervienen. En la práctica esa memoria es importante sólo en unos pocos periodos de ola, pero es suficientemente largo para aumentar la dificultad del problema de la predicción de las olas.

La implementación real del control de fase es un problema en la conversión de la energía de las olas que todavía no ha sido resuelto satisfactoriamente.

3.3.1.2. Optimización del funcionamiento instantáneo de la planta

El control de fase se centra en maximizar la energía producida durante un periodo relativamente largo de tiempo aunque esto implique parar la absorción de energía durante pequeños intervalos de tiempo.

Sin embargo, existen otros métodos de control menos ambiciosos cuyo objetivo es maximizar la absorción instantánea de energía del dispositivo. Este es el caso del método objeto del presente estudio, que se ha implementado en la columna de agua oscilante empleando una turbina hidráulica, cuya eficiencia está fuertemente afectada por las variaciones de caudal de agua que atraviesa la misma. La turbina Wells (que como se ha mencionado anteriormente, es la más utilizada en aplicaciones de energía de las olas), es conocida por ser particularmente sensible al caudal. Por un lado, su potencia extraída puede decrecer drásticamente cuando el caudal aumenta hasta un valor crítico dependiente, y aproximadamente proporcional, a la velocidad de giro de la turbina. Por otra parte, funciona especialmente mal cuando el flujo es muy pequeño. Existen dos métodos de control complementarios para resolver estos problemas.

El primero se trata de relacionar la media de la velocidad de giro con el nivel de energía disponible. En los mares poco energéticos, la turbina funcionará de manera más eficiente con una velocidad de giro baja, lo que requiere de un control de la velocidad de giro de la misma

Por otra parte, el caudal de agua a través de la turbina se podría vigilar para prevenir que se exceda del caudal umbral a partir del cual las pérdidas hidrodinámicas en los álabes producen un descenso muy pronunciado de la potencia absorbida. Esto requeriría de un control del caudal que pasa por la turbina utilizando, por ejemplo una serie de válvulas regulatorias. En el caso del estudio que se ha llevado a cabo, al haber empleado agua como fluido de trabajo de la turbina, este efecto de pérdidas hidrodinámicas por exceso de caudal tiene un efecto mucho menor que en la aplicación con aire, y además los caudales que van a atravesar la misma serán mucho menores que el umbral de las pérdidas, por lo que se ha optado por prescindir de las válvulas de regulación por tratarse de una solución demasiado tediosa para un problema que se ha estimado que raramente va a darse incluso en condiciones muy energéticas.

3.3.1.3. Restricciones del equipo

Existen una serie de restricciones que pueden afectar al control de la planta de extracción de energía de las olas

3.3.1.3.1. Restricciones mecánicas

Pueden ser tanto los límites de velocidad de rotación de la turbina que vienen impuestos por los esfuerzos de centrifugación en la misma como las limitaciones en la amplitud de oscilación de los cuerpos oscilantes.

3.3.1.3.2. Restricciones eléctricas

Pueden afectar en la estrategia de control:

- La potencia máxima permitida por el generador y su electrónica de potencia.
- El intervalo de velocidades de giro en el que el equipo eléctrico es capaz de funcionar eficientemente.

En el estudio que se está exponiendo no se ha incluido ningún parámetro del generador que irá acoplado a la turbina por tratarse de un estudio comparativo entre dos geometrías de captador que podrían ir unidas al mismo generador de corriente, por lo que las restricciones del mismo se han considerado banales y carentes de información útil para los resultados que se pretenden obtener.

3.3.1.4. Restricciones de la red eléctrica, almacenamiento de energía y calidad de la energía eléctrica

La energía absorbida por las olas es intrínsecamente oscilatoria, con un periodo igual a un medio del periodo de las olas. Estas oscilaciones pasan a la red eléctrica como fluctuaciones de potencia que pueden ser, o al menos parte de ellas, suavizadas si se dispone de un sistema de almacenamiento de potencia. La electrónica de potencia moderna puede resolver el problema fácilmente con las constantes de voltaje y frecuencia requeridas por la red. Lo que es aceptable en términos de fluctuaciones en la potencia depende de los requisitos que demanda la red. En lo referente a este aspecto, las redes aisladas pueden demandar más que las grandes redes.

Si el convertidor está equipado con maquinaria rotativa, como es el caso de la turbina *Wells*, la energía puede ser almacenada como en un volante de inercia, alternando con la energía liberada en otras partes del ciclo de la ola. Obviamente, esto requiere de la capacidad de generar energía eléctrica con velocidades de giro variables. La capacidad de almacenamiento de energía aumenta con el momento de inercia del volante de inercia y con el rango de variación de velocidad de giro permitida. La velocidad de giro se controla actuando a través de la electrónica de potencia sobre el par electromagnético aplicado en el rotor del generador. La estrategia de control que va a ser implementada tiene que tener en cuenta:

- Las fluctuaciones permitidas en la potencia saliente.
- Las restricciones de velocidad de giro; tanto máxima como mínima.
- Los efectos de la variación de la velocidad de giro en la eficiencia de los diversos elementos que componen la cadena de conversión (desde la propia ola hasta el rotor).

Esto puede tratarse de un problema relativamente complejo.

En el caso de la aplicación que se está tratando, el mecanismo de almacenamiento de energía podría ser una serie de baterías alojadas en el fondo del dispositivo, de lo que se tiene constancia que ha sido llevado a cabo con éxito, pero como ya se ha dicho, al tratarse de un estudio comparativo de geometrías, no se va a contemplar ninguna variable de las mismas ya que el método de almacenamiento resulta trivial para los resultados que se pretenden obtener.

3.3.1.5. Procedimientos de arranque y parada

Deberán ser implementados una serie de procedimientos rutinarios en la planta para controlar automáticamente las operaciones normales de arranque y parada. Algunos son básicamente parecidos a los procedimientos que se llevan a cabo en plantas más convencionales con tamaño parecido tales como viento o pequeñas hidráulicas, mientras que otros son más específicos para aplicaciones de energía de las olas. La decisión de cerrar la planta puede ser debida a:

- Tareas rutinarias de operación tales como mantenimiento, monitorización, etc..
- Nivel insuficiente de energía en las olas.
- Excesiva energía en las olas (por ejemplo en condiciones de tormenta).
- Mal funcionamiento o fallo.

3.3.1.6. Procedimientos de emergencia

Las plantas de energía de las olas deben ser diseñadas para soportar las condiciones extremas que se dan en altamar. En este aspecto sólo se pueden comparar con las plantas de conversión de energía eólica (en referencia a otras fuentes de energías renovables). Por lo tanto, en la presente etapa del desarrollo de extracción de energía de las olas, el mal funcionamiento y los fallos deben ser prevenidos.

La planta deberá estar equipada con dispositivos de protección, por lo que el diseño del control de la misma debe tenerlos en cuenta.

También podrán surgir otras situaciones de emergencia que no estén directamente relacionadas con mares de alto nivel energético y que son comunes a otras plantas más convencionales. Pueden tratarse de:

- Excesiva velocidad de giro de la turbina.
- Sobrecalentamiento tanto del generador como de la electrónica de potencia.
- Mal funcionamiento de la mecánica, que puede provenir de un fallo en la lubricación o de excesivas vibraciones.
- Fallo mecánico del freno.

A demás, en los casos de fallo de red se deberá prever el embalamiento de las máquinas rotativas (en este caso de la turbina).

3.3.2. Estado del arte. Control de potencia de la planta undimotriz y predicción de potencia de salida

3.3.2.1. Resonancia, fase y control óptimo

Como se ha expuesto anteriormente, la potencia que puede absorber un convertidor de las olas se hace máxima cuando su frecuencia natural de oscilación está cerca de la frecuencia de la ola incidente (lo que se conoce como “resonancia”). Esta afirmación se cumple para todos los convertidores de energía de las olas que se basan en cuerpos oscilantes y columnas de agua oscilantes. Si la frecuencia natural del convertidor no está sincronizada con la de las olas incidentes, es necesario realizar un control de fase para maximizar la potencia absorbida.

En el caso de control de fase de cuerpos oscilantes se debe sintonizar la fuerza de excitación, que como se ha explicado con anterioridad en este documento es la fuerza aplicada en el cuerpo cuando se encuentra en presencia de olas incidentes y se mantiene en su posición sin perturbaciones, con la velocidad del cuerpo. De esta manera, el trabajo realizado por la fuerza de excitación sobre el cuerpo será siempre positivo.

Si se quiere realizar un control óptimo de la planta será necesario aplicar no sólo un control de fase sino también un control de amplitud. Esto significa que para absorber la máxima potencia disponible de las olas es necesario controlar la fase y la amplitud de la velocidad de los cuerpos oscilantes. Para cada fuerza de excitación existe un valor óptimo de amplitud de la velocidad que maximiza la potencia absorbida de las olas. Generalmente se utilizan dos tipos de control diferentes: el control continuo reactivo (control de fase y amplitud) y el control discreto de enclavamiento (control de fase).

El primero de estos controles fue propuesto a mediados de los setenta por Salter (1976), y simultáneamente por Budal (1977) y Falnes (1975). Éste se basaba en controlar el mecanismo de extracción de potencia (Power Take-Off) en fase y amplitud. A veces el control reactivo se conoce como control de carga, para cuerpos oscilantes esto significa que el movimiento del dispositivo puede controlarse de manera continua aplicando una carga en el cuerpo que generalmente se hace con el equipo PTO. Para simplificar los cálculos, si se asume que la carga es lineal, las expresiones matemáticas de la amplitud de la velocidad pueden derivar en el cálculo de la dependencia de la carga con el tiempo en olas regulares.

Budal y Falnes (1978) propusieron primero el control por enclavamiento como un control de fase aproximado para cuerpos oscilantes. Se puede ver como una manera de cambiar la frecuencia natural del dispositivo con la finalidad de hacerla coincidir con la frecuencia de la ola incidente. Este tipo de control consiste en el enclavamiento del dispositivo en determinadas posiciones para algunos intervalos de tiempo, y de esta manera intentar que la fuerza de excitación y la velocidad del cuerpo se muevan en fase.

Hasta aquí se ha hecho referencia a la optimización de la absorción de potencia de las olas. Sin embargo, el principal objetivo debería ser producir la máxima potencia eléctrica posible. Para alcanzar este objetivo, debe ser posible incorporar al modelo matemático que describe el comportamiento dinámico del dispositivo las pérdidas del PTO que se pueden dar tanto en el dispositivo mecánico como en el equipo eléctrico. Para ello resulta conveniente recurrir a un modelo más general y aun así no resulta tarea fácil encontrar un algoritmo de control que maximice la producción de potencia del

dispositivo. Incluso para este algoritmo, si se quiere encontrar el punto óptimo de la energía producida, es necesario predecir la ola incidente (o la fuerza de excitación) debido al comportamiento hidrodinámico del dispositivo.

3.3.2.2. Clasificación: Algoritmos de predicción, realimentación y predicción-realimentación para dispositivos de extracción de energía de las olas

El algoritmo de predicción se centra en pronosticar la ola incidente para calcular la fuerza de excitación. Naito y Nakamura (1985) propusieron un sistema de control predictivo que utilizaba la elevación de la ola en el punto A, a una determinada distancia del dispositivo, y de esta manera la ola incidente en el cuerpo podía ser estimada en el futuro. Naito utilizaba el conocimiento sobre la ola incidente en el cuerpo para calcular el movimiento vertical óptimo, lo que le permitía conocer la fuerza de control que debía ser aplicada sobre el cuerpo.

Eidsmoen (1995) presentó una estrategia de control de fase por enclavamiento para un convertidor de la energía de las olas de boya oscilante. Estudió dos casos: oscilación con y sin restricciones. Por otra parte, también concluyó que en oleaje irregular, la fuerza de excitación debe ser predicha en determinado tiempo en el futuro.

La solución que expuso Hotta (1985) también necesitaba usar el control con predicción para aumentar la energía absorbida de la ola en su control de fase para un mecanismo de columna de agua oscilante. Usaba dos medidores de olas que registraban la elevación de la misma en frente del dispositivo a dos distancias diferentes. Las señales provenientes de los medidores alimentaban un ordenador que calculaba la posición a la que debía estar la válvula de entrada del agua.

La elección del método de predicción es uno de los puntos más críticos en estos algoritmos de control predictivos. Belmont (1998) presentó dos métodos (el del punto fijo y el del tiempo fijo) para predecir el perfil de la ola incidente. Estos dos métodos requieren de la predicción remota de la superficie del mar desde el sitio de predicción. El autor no llegó a una conclusión sobre qué método se ajusta más a la aplicación de convertidores de la energía de las olas. Otros autores trataron de evitar el problema de la predicción usando algoritmos de realimentación.

Los algoritmos de realimentación utilizan la información pasada y presente sobre las variables de control para decidir los valores que deberían tomar. Este tipo de algoritmos para control reactivo subóptimo fueron propuestos por Korde y Masubuchi (1991), y Kawatani (1985). También se pueden incluir en el grupo de algoritmos de realimentación otras estrategias de control subóptimo con diferentes objetivos. Vakalis (1985), Vakalis y Sarmiento (2000), Perdigao (1998), definen las bases para un procedimiento de control para ángulos de pitch variables de turbinas. Estas estrategias no tratan de maximizar la potencia absorbida de las olas sino la producida por la turbina, sin embargo todavía no existe ninguna estrategia definitivamente mejor que haya sido probada en esta variante.

Estas estrategias deben tener en cuenta tanto el comportamiento hidrodinámico de la columna oscilante de agua como el de la turbina. El control de la velocidad de rotación para un dispositivo de columna oscilante propuesto por Yu (1994), Justino y Falcao (1998) puede ser considerado también interesante como algoritmo de realimentación.

En ambos artículos se propusieron leyes de control tanto para la velocidad de la turbina como para la del generador rotativo. En el trabajo realizado por Yu sólo se requerían las medidas de la caída de presión en la turbina, su velocidad angular y el parámetro de control del generador para aplicar el algoritmo de realimentación, lo que es fácilmente medible en las plantas de conversión. El control de la velocidad de rotación se desarrollará en el presente documento más adelante.

A lo largo de esos años también se propusieron otros algoritmos de control de realimentación. El uso de un acelerador y una válvula para prevenir el estancamiento aerodinámico en la turbina fue estudiado por Falcao y Justino (1999), Alcorn (2000) y compararon diferentes estrategias de control de realimentación para aplicarlas a la válvula de alivio.

Otros modelos de algoritmos de control se pueden clasificar en el grupo de estrategias de predicción-realimentación. Chartry (1998) propuso dos estrategias de control subóptimo que se incluyen en este grupo: el algoritmo de predicción-realimentación de frecuencia fija y el de frecuencia adaptativa. Ambas buscan encontrar un intervalo de flujo de turbina subóptimo que maximiza la potencia absorbida por las olas.

La primera de ellas funciona muy bien con olas regulares, es decir, la variable de control que permite el cálculo del flujo de la turbina subóptimo, debe tomar un valor fijo que depende de la frecuencia de la ola de entrada. Para olas irregulares consideradas como una sola señal de frecuencia variable, la segunda estrategia encaja mejor ya que la variable de control se pone en fase con la frecuencia instantánea de la ola incidente. Para encontrar esta frecuencia, el algoritmo utiliza un filtro extendido de Kalman. Sin embargo, este trabajo hecho por Chartry sólo busca la optimización de la absorción de energía pero no tiene en consideración la eficiencia de la turbina.

3.3.2.3. Optimización instantánea del comportamiento de la planta. Válvula de control para columna oscilante de agua

Es bien sabido que el principal objetivo de las estrategias de enclavamiento y de la mayoría de algoritmos de predicción-realimentación era maximizar la potencia absorbida o producida en un periodo de tiempo, pero también existen otros métodos de control menos ambiciosos cuyo objeto es maximizar la potencia saliente instantánea de la planta. Éste es el caso concreto de las columnas de agua oscilante que emplean turbinas de aire cuya eficiencia se ve fuertemente afectada por las variaciones en el flujo de aire. La turbina *Wells*, que es la turbina más empleada en aplicaciones de dispositivos de extracción de las olas, es conocida por ser particularmente sensible al flujo de aire. Su eficiencia cae drásticamente cuando el flujo de aire supera un valor crítico que es aproximadamente proporcional a la velocidad de rotación de la turbina. Una manera de prevenir esta caída de potencia instantánea es instalar una válvula controlada en la parte de arriba de la cámara de la columna de agua oscilante, o colocar una válvula en serie con la turbina.

El uso de una válvula de desahogo o una válvula de aceleración para prevenir o reducir las pérdidas aerodinámicas en las palas del rotor de la turbina fue propuesto en algunos de los trabajos que se han mencionado con anterioridad. Las simulaciones numéricas indican que el uso de una válvula de control puede ser una manera de aumentar sustancialmente la cantidad de energía producida en la planta, especialmente para mares

energéticos. Por otra parte, el uso de una válvula de aceleración es teóricamente similar desde el punto de vista de la turbina (es decir, en lo que al funcionamiento de la turbina se refiere), pero el uso de una u otra válvula puede significar la obtención de distintos resultados en términos de funcionamiento hidrodinámico. De hecho, la válvula de alivio o la de aceleración deberían usarse dependiendo de si el sistema de absorción es sobreamortiguado o subamortiguado. Sin embargo Alcorn (2000) concluyó que la válvula de alivio puede utilizarse obteniendo mejores resultados de eficiencia en la mayoría de los casos comparada con la válvula de aceleración.

En la publicación de Justino y Falcao (2000) se propuso un algoritmo numérico para controlar la válvula de alivio. Se consideraron diferentes respuestas de la misma y los resultados de potencia saliente se compararon con los de una válvula ideal. Más tarde, en 2001, Falcao simuló numéricamente el comportamiento de un dispositivo de columna oscilante de agua equipado con una válvula de alivio. Analizó zonas tanto continuas como discretas de alteración de la válvula así como algunos parámetros de la válvula en el tiempo, el algoritmo de control de la válvula y una serie de parámetros de la misma así como sus niveles de ruido en la señal. Con todo ello, pudo concluir que se producía un aumento sustancial en la cantidad de energía producida que se puede alcanzar con una válvula de alivio controlada y que la producción de energía no dependía mucho del tiempo de respuesta de la válvula ni del nivel de ruido de la señal en las medidas de presión de la cámara.

3.3.2.4. Control de la velocidad de giro

El control de la velocidad de giro es otro procedimiento de control subóptimo que hasta el momento ha sido diseñado para plantas de columnas oscilantes de agua equipadas con una turbina *Wells* para aire. Como ya se ha dicho, el valor crítico de flujo de aire a partir del cual la turbina entra en pérdidas es aproximadamente proporcional a la velocidad de rotación de la misma. Ajustar la media de la velocidad de giro con el nivel de energía disponible en las olas incidentes supone mejorar el funcionamiento de la turbina (en mares poco energéticos, la turbina funcionará más eficientemente con una velocidad de giro menor). El primero que propuso el control en la velocidad de giro fue Yu en 1994. Para esta estrategia de control sólo se requieren los parámetros de control de caída de presión en la turbina, velocidad de giro y el parámetro del propio generador. También declaró que el control (es decir, la variación de la velocidad de giro) tiene muy poco efecto en el comportamiento hidrodinámico, sin embargo la eficiencia del conjunto turbina-generador es bastante sensible a este control. Justino y Falcao idearon varias leyes de control de la velocidad de giro. Estas leyes deben satisfacer las siguientes condiciones y requisitos:

- La velocidad de giro debe mantenerse en el rango de velocidades en el que el conjunto turbina-generador puede operar correctamente.
- La velocidad de giro debe ajustarse a las condiciones del mar para maximizar lo máximo posible la eficiencia de la turbina.
- Las variaciones de la potencia eléctrica de salida no deben superar lo permitido por la red. Variar la velocidad de giro permite suavizar la potencia distribuida a la red debido a que las variaciones de la velocidad de giro en las partes que giran permite almacenar energía en forma de energía cinética, por lo que si la potencia

disponible de la turbina es mayor o menor que la absorbida por el generador, la velocidad de giro aumentará o disminuirá y así la potencia entregada a la red no tiene que compensar las oscilaciones de potencia de la turbina.

Para estas leyes de control sólo se necesita saber información pasada y presente de la velocidad de giro, el par electromagnético que transmite el generador al eje y el estado del mar obtenido de una evaluación periódica. Justino y Falcao (1998) publicaron un nuevo trabajo donde exponían una nueva estrategia de control que habían diseñado. Esta ley evita la necesidad de evaluar el estado del mar. En ella, el par electromagnético se modeliza como proporcional al cuadrado de la velocidad de giro, lo que viene del análisis dimensional de una turbomáquina.

Falcao (2002) propuso una nueva aproximación estocástica al problema. Además de tener en cuenta que el par electromagnético debe ser proporcional al cuadrado de la velocidad de giro, tuvo en consideración la respuesta de la planta por completo concluyendo una ley de control óptimo que cumplía:

$$Le = CN^{\beta}$$

Donde Le es el par electromagnético, N la velocidad de giro, y C y β las constantes dependientes de las características de los sistemas hidrodinámico, aerodinámico y mecánico, pero no del estado del mar.

3.3.2.5. Restricciones de la red eléctrica, almacenamiento de energía y calidad de la energía eléctrica

Existen pocas publicaciones relacionadas con los dispositivos de conversión de energía de las olas, sin embargo hay una serie de algoritmos propuestos por Justino y Falcao (1995), (1998) y Beattie (1995) que intentan encontrar solución al problema de la calidad de la potencia eléctrica de salida. Beattie manejó varias opciones considerando el almacenamiento de energía y técnicas de control para suministrar una potencia de salida estable. Concluyó que los principales impactos sobre la calidad de la potencia observada derivados de la naturaleza oscilatoria del recurso energético (las olas) eran los siguientes:

- Las oscilaciones en la potencia reactiva
- Las oscilaciones en la potencia real que requieren de dispositivos de almacenamiento de energía (volante de inercia o baterías) y técnicas de control, como el suavizado de pico, donde los picos de potencia se cortan a un nivel arbitrario.

Además propusieron la solución de un convertidor eléctrico con un volante de inercia incorporado como la mejor solución para suavizar la potencia real. En cuanto a las diferentes estrategias de control estudiadas, aquellas que cortaban los picos de potencia parecieron ofrecer la mejor solución al mínimo coste.

Es conveniente resaltar que la mayoría de estos problemas relativos a la potencia extraída de las olas son parecidos a los que se encuentran en la energía eólica. Para la potencia del viento en Sheinman y Rosen (1991), Estanqueiro (1999) se puede encontrar algo de material en relación con la forma de abordar estos problemas.

3.4. Funcionamiento de un absorbedor puntual de dos cuerpos

A continuación se va a explicar con más detalle el absorbedor puntual de dos cuerpos y columna oscilante de agua, ya que es el tipo de absorbedor puntual que se ha escogido para realizar este trabajo.

El funcionamiento de un absorbedor puntual de dos cuerpos[Fig. 3.8] se puede resumir a grandes rasgos de la siguiente manera:

- Captación de la energía de las olas por un cuerpo flotante (cuerpo 1)
- Reacción del cuerpo 1 contra un cuerpo sumergido (cuerpo 2)
- Absorción de la energía mediante un mecanismo de extracción de potencia (PTO) que consta de dos partes, cada una unida a uno de los dos cuerpos, y que aprovecha la energía que proporciona la resta entre la fuerza que ejerce el cuerpo flotante y la fuerza de reacción que proporciona el cuerpo sumergido.

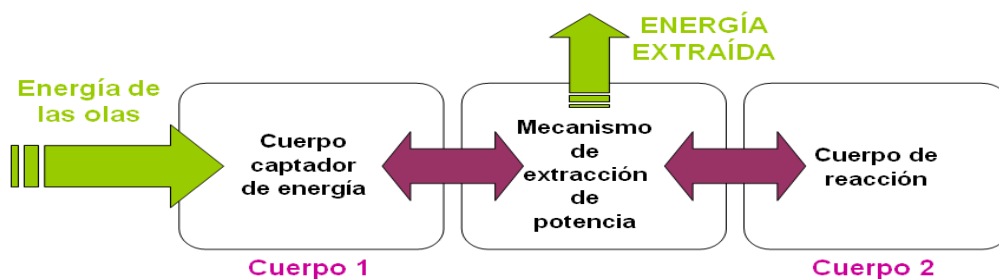


Fig. 3.8 Esquema del funcionamiento de un absorbedor puntual de dos cuerpos

3.4.1. Captación de la energía del cuerpo flotante (cuerpo 1)

Si se entienden las olas como ondas regulares, y los absorbedores puntuales como un solo cuerpo cilíndrico que flota en la superficie libre del mar, la extracción de energía de las olas implica una interacción directa del dispositivo captador de energía con las mismas, reduciendo su energía, lo que hace que se cree una ola que interfiera destructivamente. Es decir, el cuerpo flotante que absorbe energía de las olas a su vez genera olas también [Fig. 3.9].

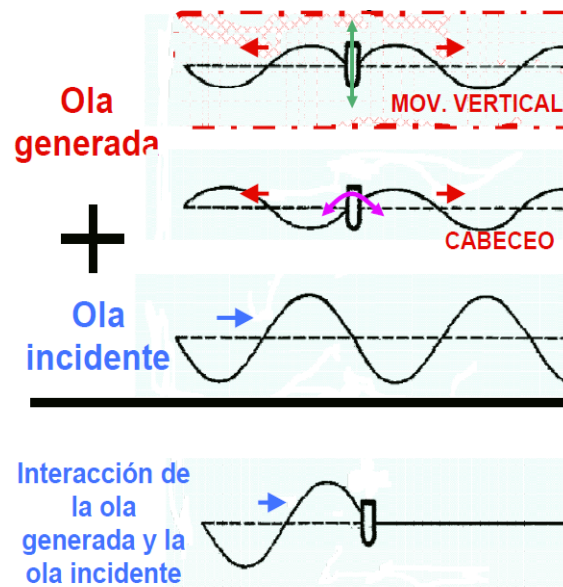


Fig. 3.9 Generación de olas destructivas por la oscilación en la superficie libre del mar de un cuerpo flotante

Para la adecuada captación de energía de las olas incidentes y generación de olas destructivas, el cuerpo debe tener un diámetro D mucho menor que la longitud de onda de la ola (L) [Fig. 3.10].

Cuando L es mucho mayor que D , la presión inducida por la ola incidente es prácticamente constante en la base del cilindro, lo que deriva en una óptima conversión de la energía vertical de las olas incidentes. Sin embargo, cuando L y D son del mismo orden, existe una cancelación de la presión inducida en la base del cilindro, lo que provoca una distribución de presiones inestable, que tendrá consecuencias negativas en la extracción de potencia del absorbedor ya que se busca que la energía que transporta la ola se convierta en la máxima energía posible en la dirección vertical.

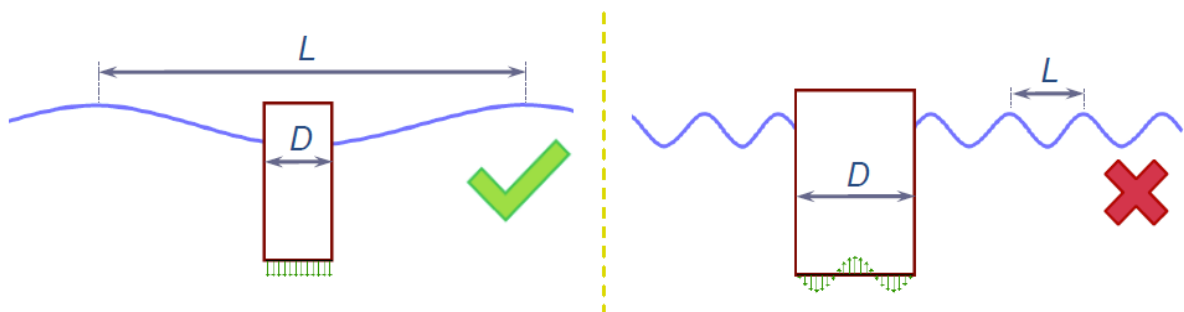


Fig. 3.10 Distribución de presiones en la base del cilindro semisumergido en función de la relación entre el orden de magnitud de las dimensiones D y L

3.4.2. Tipos de cuerpos de reacción o cuerpo sumergido (cuerpo 2)

Como ya se ha mencionado anteriormente, el *PTO* es el dispositivo encargado de aprovechar el movimiento vertical generado por el oleaje en el absorbedor puntual y convertirlo en energía eléctrica. Este movimiento vertical del oleaje se recoge gracias a un cuerpo flotante que se mueve con el mismo, pero para ejercer la fuerza de reacción adecuada en cada momento, el *PTO* necesita otro cuerpo contra el que reaccionar.

Existen dos configuraciones de cuerpo sobre el que puede reaccionar el *PTO* para extraer potencia: cuerpo de inercia infinita (fondo marino) y no infinita.

En el caso de cuerpo de *inercia infinita* (lo que significa que el cuerpo sumergido no se mueve), basta con amarrar el mecanismo *PTO* al fondo marino para que éste reaccione contra él. Pero teniendo en cuenta las grandes profundidades y la gran distancia respecto a la costa las que se colocan estos dispositivos, los inconvenientes de esta opción son evidentes, tanto a nivel de costes de instalación como de mantenimiento. Otro problema a tener en cuenta es la fiabilidad de los amarres y la eliminación del movimiento de cabeceo del absorbedor.

Antes de abordar las opciones de cuerpos de *inercia no infinita*, se van a explicar los conceptos que se consideran en las fuerzas que aparecen sobre los cuerpos:

Masa: el *PTO* reacciona directamente contra la fuerza de inercia del segundo cuerpo.

Masa añadida: en mecánica de fluidos, se conoce como masa añadida o virtual a la inercia añadida a un sistema por acelerar o decelerar un cuerpo que debe mover un cierto volumen de fluido circundante mientras se mueve a través de él. Para poder caracterizarla, se puede modelar como un cierto volumen de fluido que se mueve con el objeto. La fuerza proveniente de la masa del segundo cuerpo junto con esta masa añadida es la encargada de reaccionar contra el *PTO*.

Resistencia hidrodinámica: el *PTO* reacciona contra la resistencia al movimiento que opone el agua a una superficie grande.

Fuerza de excitación: la fuerza de excitación de la ola que incide sobre el cuerpo boyante se transmite directamente sobre el segundo cuerpo y el *PTO* reacciona contra ésta.

Dentro de los cuerpos de inercia no infinita (el cuerpo sumergido se mueve respecto al cuerpo flotante), existen los siguientes tipos de absorbedores puntuales en función de la fuerza que utilizan para realizar la extracción de energía[Fig. 3.11].

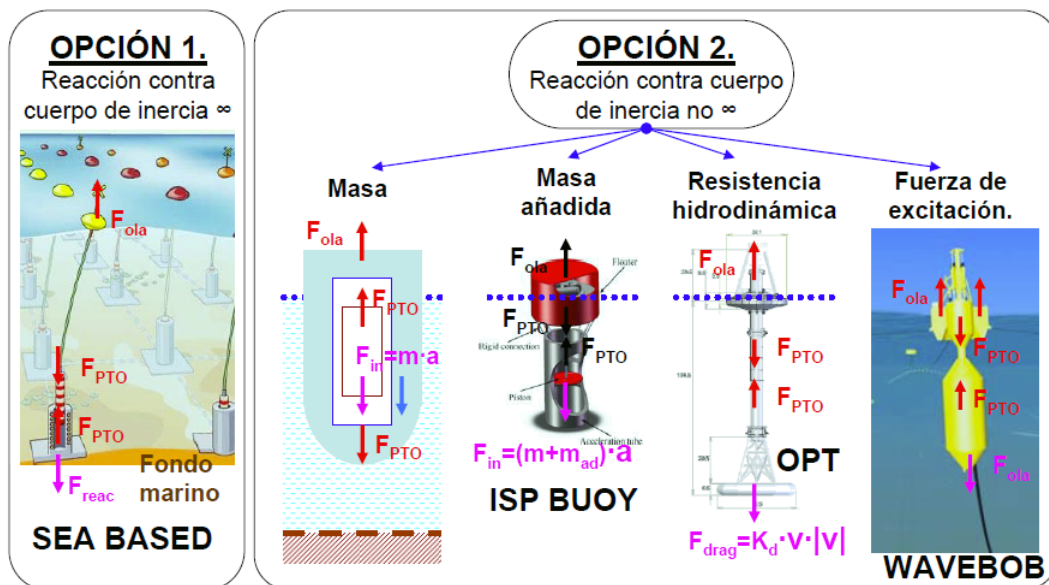


Fig. 3.11 Clasificación de absorbedores puntuales de dos cuerpos en función del cuerpo sobre el que reacciona el PTO

4. Presentación del estudio

4.1. Descripción de las geometrías a comparar y razones de la elección

La tecnología de absorbedor puntual de dos cuerpos presenta ventajas relacionadas con la robustez y simplicidad. Los sistemas con columna oscilante de agua son una alternativa interesante porque aprovecha el agua como fluido para transmitir la energía. La captación de la energía de la columna de agua se puede hacer bien mediante un pistón solidario a la misma o bien mediante una turbina solidaria al tubo y sobre la cual el agua produce un caudal variable.

El presente estudio se ha planteado con la intención de comparar en términos de potencia la geometría de la típica configuración de absorbedor puntual + pistón que ya ha sido mencionada con anterioridad, con una nueva alternativa que sustituye el pistón por una turbina hidráulica bidireccional en el interior del tubo alojada en un estrechamiento a modo de tubo de aceleración de Venturi, que permite obtener la misma potencia con un tamaño de la máquina menor. El paso del agua por la turbina desarrolla en la misma un movimiento giratorio que acciona un alternador solidario a la misma y convierte la energía en energía eléctrica.

Las principales **razones** de sustituir el pistón por una turbina son las siguientes:

- El movimiento lineal del pistón hace que el mecanismo de extracción de potencia requiera de un sistema hidráulico para transmitir la potencia al generador (lo que aumenta las pérdidas notablemente), o que el generador al que se acople directamente sea lineal. El problema del generador lineal es que se trata de un mecanismo mucho menos extendido en el mercado que el generador rotativo y la inmadurez de su tecnología lo hace menos robusto y más caro.
- Con la turbina se elimina el problema de los fines de carrera del pistón. Además, en caso de sobreoscilación de la columna de agua, no será necesario actuar sobre la turbina, ya que ella sola entrará en pérdidas, mientras que en el caso del pistón es necesario disponer de un mecanismo de bloqueo para las emergencias.

A continuación se describen las dos variantes de absorbedor que van a ser objeto de estudio [Fig. 4.1], así como los dos cuerpos que las forman y cuyo movimiento relativo se utiliza para extraer energía del oleaje:

- **Sistema con pistón:**
 - *Cuerpo 1:* Boya semisumergida que acompaña al movimiento vertical de la superficie del mar con un tubo totalmente sumergido, abierto por ambos extremos y unido rígidamente a la misma.

- *Cuerpo 2:* Pistón alojado en el tubo que se mueve respecto a éste empujado por la columna de agua que entra y sale del mismo a través de sus extremos. El pistón forma un cuerpo junto con la propia columna de agua, ya que se mueve solidariamente a la misma.
- **Sistema con turbina:**
 - *Cuerpo 1:* Conjunto boya - tubo sumergido, con una turbina de flujo axial bidireccional alojada en el centro de un estrechamiento de las paredes del tubo a modo de tubo de Venturi.
 - *Cuerpo 2:* Columna de agua que entra y sale por los extremos del tubo atravesando el conjunto tubo – turbina.

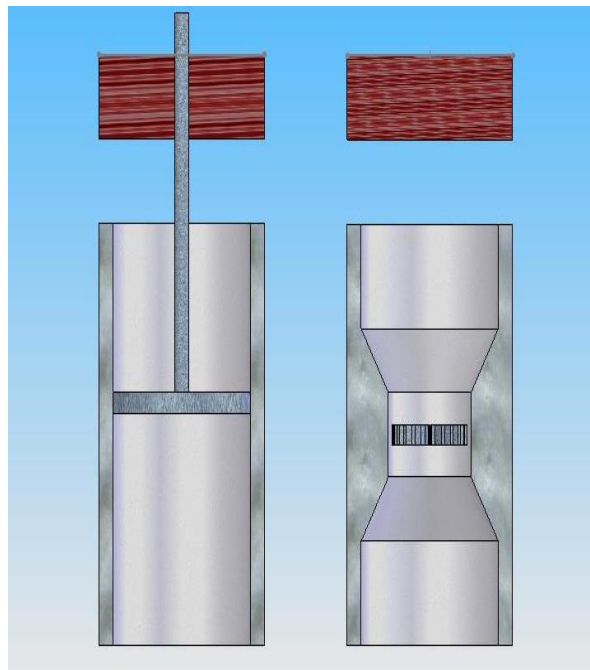


Fig. 4.1 Esquema de las dos variantes de absorbedores que se van a comparar

A la hora de realizar la elección de la turbina fue necesario que cumpliese los dos requisitos que vienen dados por el ámbito en el que va a trabajar:

- Se debe tratar de una turbina bidireccional, ya que el flujo de agua que entre en la misma tendrá una evolución sinusoidal en el tiempo, es decir, recibirá en cantidades iguales un caudal ascendente y otro descendente, que vienen dados por el movimiento ondulatorio del oleaje, que es el encargado de mover el dispositivo en la dirección vertical.
- El sentido de giro de la turbina será el mismo tanto para el caudal ascendente como para el descendente ya que el cambio de sentido del movimiento rotativo del conjunto de álabes supone una pérdida de eficiencia que resulta decisiva para esta aplicación. Esto se debe a que los periodos de las olas son del orden del

tiempo que le cuesta a la turbina cambiar de sentido de giro, por lo que se vería reducido considerablemente el intervalo de tiempo durante el que se produciría potencia en cada carrera.

Setomó la decisión de incorporar un estrechamiento en el centro del tubo para aumentar la velocidad relativa entre los dos cuerpos oscilantes (columna de agua y turbina), lo que hace que aumente en igual proporción el caudal que atraviesa la misma, que a su vez es directamente proporcional al momento que produce el agua sobre los álabes. Por tanto, para un mismo tamaño de turbina, aumentar el caudal y por tanto la velocidad de giro aumentaría la potencia extraída. Sin embargo fue necesario estudiar el porcentaje de reducción del área transversal que sufre el tubo, ya que existe un compromiso entre el aumento de velocidad que se producirá en el agua y las turbulencias que se crean en la fase de estrechamiento, por lo tanto, se trabajó con un coeficiente de estrechamiento tal que dichas turbulencias se puedan considerar despreciables sin perjudicar la fiabilidad del estudio.

Para que el resultado del estudio fuese lo más fiable posible se realizaron una serie de consideraciones relativas a la modelación tanto de la interacción del agua con la turbina como del dispositivo absorbedor con el agua, que serán detalladas más adelante y se supuso que ambos dispositivos se encuentran en la misma localización, que fue caracterizada con los mismos parámetros del oleaje.

4.2. Esquema del proceso del estudio

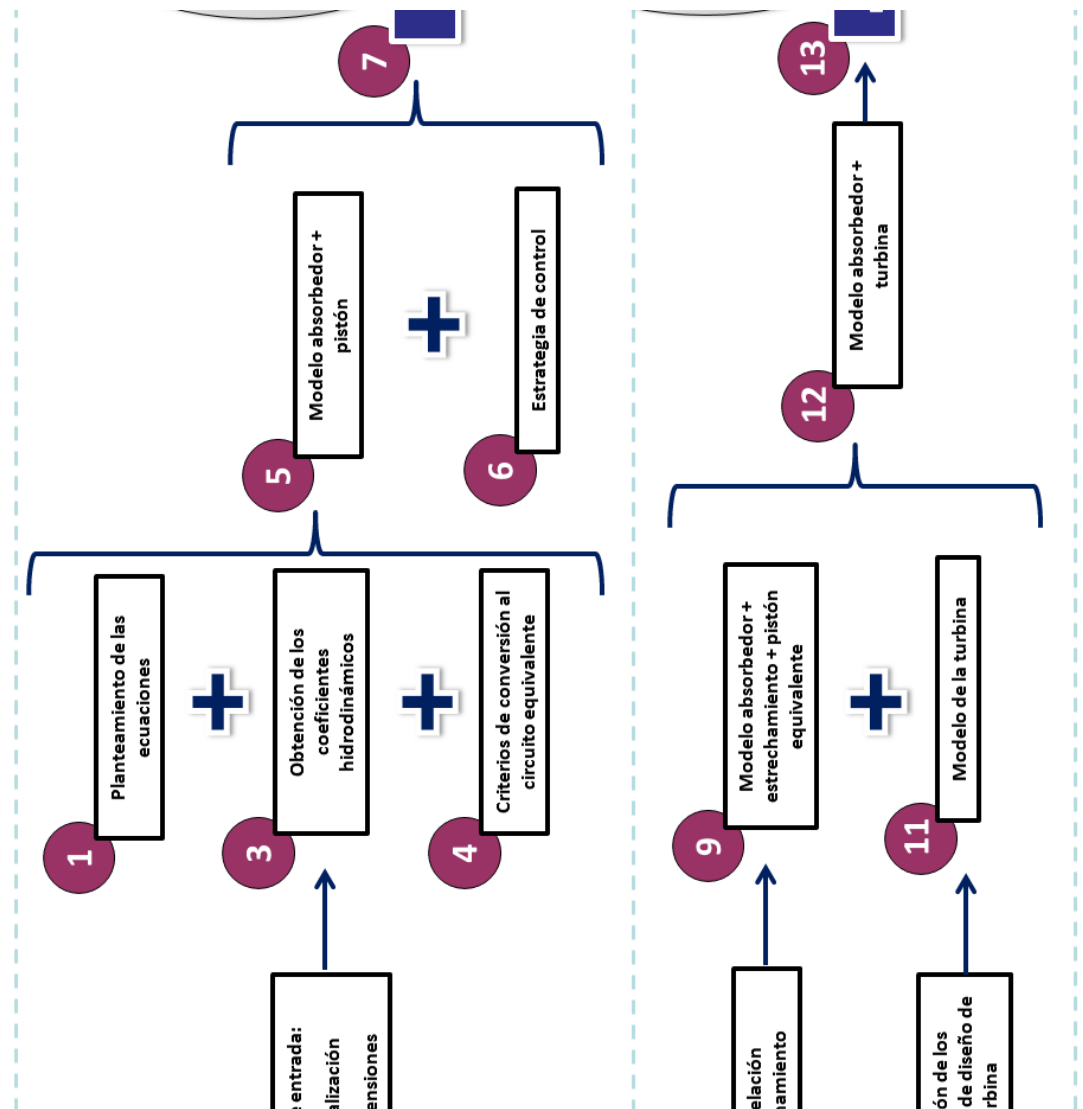


Fig. 4.2 Esquema del proceso del estudio

El estudio va a considerar el caso de dos variantes de la geometría conocida como *IPS buoy* desarrollada inicialmente en Suecia por la compañía *Interproject Service (IPS)*, consistente en una boya conectada rígidamente a un tubo vertical hueco completamente sumergido y abierto en ambos extremos.

En la mayoría de aplicaciones existentes en el mercado el tubo suele contener un pistón en su interior cuyo movimiento relativo respecto al sistema boya-tubo (originado por la acción de la ola sobre la boya y la inercia tanto del agua contenida en el tubo como del propio pistón) acciona un dispositivo de conversión de potencia (*Power Take-Off*) que como se ha explicado con anterioridad, puede consistir tanto en un sistema hidráulico que acciona un generador rotativo corriente, como un generador lineal que ahorra el sistema intermedio aumentando así su eficiencia.

El presente estudio se divide en tres partes principales que son:

- Desarrollo y evaluación del modelo de absorbedor con pistón
- Desarrollo y evaluación del modelo de absorbedor con turbina
- Diseño y construcción de bancada de laboratorio para probar el comportamiento del absorbedor a escala

El esquema de los pasos que se han seguido se detalla en la figura [Fig. 4.2]A continuación se expone un resumen de dicho esquema:

- ***Desarrollo y evaluación del modelo de absorbedor con pistón:***
 1. Lo primero que se ha hecho es estudiar las fuerzas entre el pistón y el absorbedor que intervienen en el proceso de extracción de potencia y plantear las ecuaciones.
 2. Lo siguiente ha sido determinar los datos de entrada para calcular los coeficientes hidrodinámicos, que son los parámetros de localización del mar en el que se va a colocar el absorbedor, así como las dimensiones principales del mismo.
 3. Con estos datos de entrada se han hallado los coeficientes hidrodinámicos que definen las fuerzas de las ecuaciones obtenidas.
 4. Tomando una serie de criterios de conversión se ha obtenido un circuito equivalente del sistema.
 5. Con el circuito equivalente se ha desarrollado el modelo del absorbedor con pistón en *Simulink*.
 6. Se ha elegido una estrategia de control para el movimiento relativo entre el pistón y la boya.
 7. Se ha evaluado el sistema obteniendo la potencia que extrae el pistón.
- ***Desarrollo y evaluación del modelo de absorbedor con turbina:***
 8. Utilizando los mismos criterios de conversión a circuito equivalente que en pasos anteriores, se ha modelado el estrechamiento del tubo.
 9. Aprovechando el modelo que se había desarrollado para el absorbedor con pistón, se ha creado un modelo de absorbedor con “pistón equivalente” incluyendo los efectos del estrechamiento.
 10. Una vez escogida la turbina que cumple con las características que requiere esta aplicación, se ha efectuado un estudio a la misma obteniendo los parámetros de diseño suponiendo que trabaja cerca de la zona óptima para poder modelarla.
 11. Se ha realizado un modelo de la turbina en *Simulink*.
 12. Se ha integrado el modelo del absorbedor con estrechamiento y pistón equivalente con el de la turbina.
 13. Se ha realizado la evaluación energética del sistema obteniendo la supuesta potencia que extrae la turbina.

A continuación, en los apartados de los desarrollos de los modelos matemáticos de cada geometría se explicará con más detalle el funcionamiento de cada una de las configuraciones de absorbedor puntual de dos cuerpos que se van a estudiar.

5. Diseño del modelo del sistema de absorbedor con pistón

5.1. Composición y funcionamiento del sistema con pistón

Una vez explicada la función que desempeña cada cuerpo en un absorbedor puntual, en este apartado se procederá a describir el estudio detallado que se hizo del funcionamiento de la configuración de absorbedor puntual con pistón para poder plantear las ecuaciones hidrodinámicas.

Tal y como se ha expuesto anteriormente, el segundo cuerpo del sistema con pistón se compone de una columna de agua que acompaña al movimiento de un pistón (*IPS buoy*), por lo que la fuerza sobre la que reacciona el *PTO* es la inercia que tiene la masa y la *masa añadida* (concepto definido en la pág.50) de la columna de agua junto con el plato del pistón.

El *PTO*, que en este caso se trata de un generador lineal, está vinculado físicamente a los dos cuerpos de manera que recoge el movimiento relativo que se produce entre ambos para convertirlo en energía eléctrica.

Para favorecer la comprensión del funcionamiento del dispositivo se expone a continuación un resumen gráfico de las partes que componen cada uno de los cuerpos del absorbedor puntual de este sistema[Fig. 5.1].

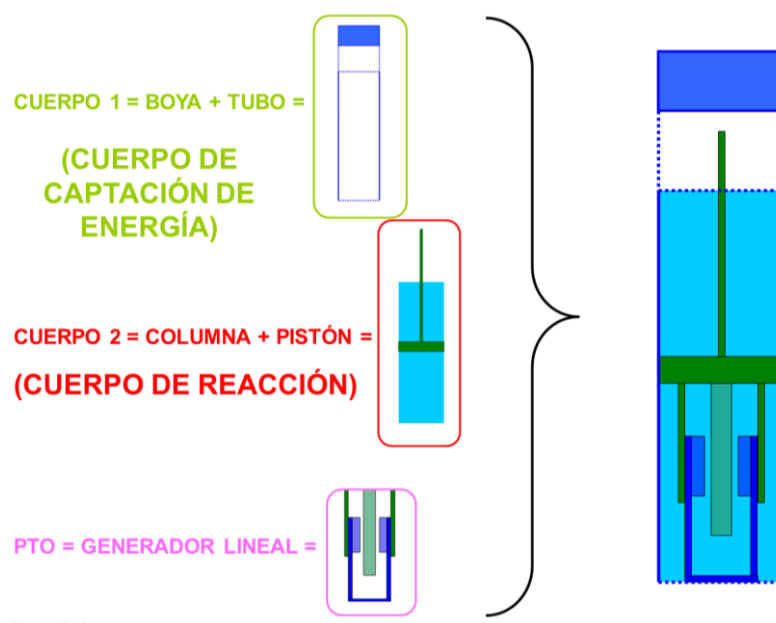


Fig. 5.1 Cuerpos que componen el sistema de absorbedor con pistón

El funcionamiento del absorbedor es el siguiente [Fig. 5.2]: la boya se mueve verticalmente como consecuencia de la fuerza de excitación sinusoidal de las olas que inciden sobre ella y le acompaña en el movimiento el tubo sumergido que está solidariamente unido a ella. El movimiento vertical de vaivén del tubo hace que la columna de agua que está en su interior se desplace respecto de éste (ya que el tubo está abierto por ambos extremos) arrastrando con ella el pistón que está alojado dentro y que a su vez se mueve respecto de la boya. La fuerza que acciona el generador lineal es la resta entre la fuerza que transmite la boya y la fuerza contra la que reacciona el PTO, es decir, la fuerza de reacción del volumen de agua acelerada de la columna junto con su masa añadida y la del pistón.

Como consecuencia de este proceso, resulta que el movimiento de ambos cuerpos son dos ondas con distinta amplitud (la del cuerpo 1 será mayor ya que no cuenta con la resistencia que ofrece el agua al movimiento de una superficie grande como es el pistón) y desfasadas 180° de tal manera que cuando el cuerpo 1 se encuentre en el punto máximo, el cuerpo 2 esté en su mínimo y viceversa.

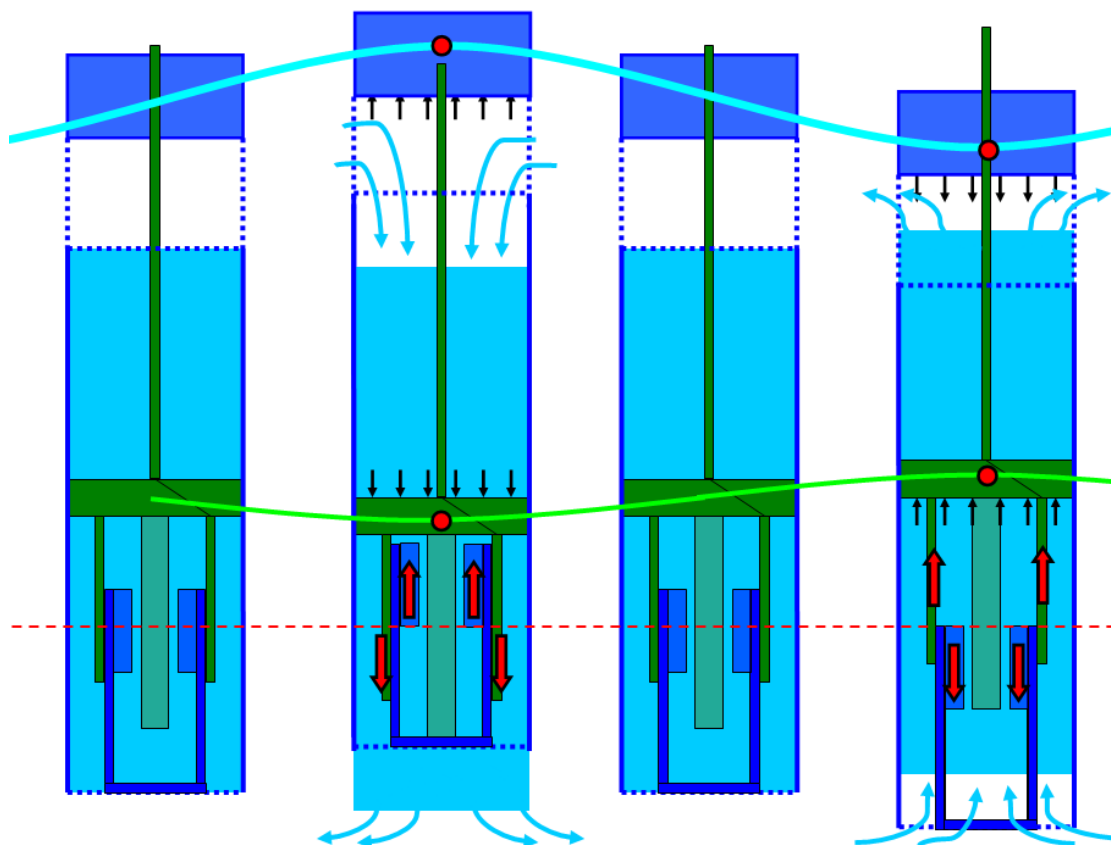


Fig. 5.2 Movimiento del sistema de absorbedor con pistón

La razón de la búsqueda de este movimiento desfasado entre los dos cuerpos es la de conseguir que el generador lineal recorra la máxima carrera posible antes del

cambio de sentido del caudal y así conseguir la máxima extracción de potencia en cada periodo de la ola, al poder aumentar la velocidad para el mismo periodo de ola.

Enfrentando el sentido de las velocidades de los dos cuerpos y teniendo en cuenta que cada una de las partes del generador está vinculada físicamente a cada uno de los cuerpos (el estator al tubo y el traslator al pistón), se consigue que se sumen las velocidades de ambos observando el proceso desde el sistema de referencia no inercial del estator del generador.

5.2. Planteamiento de las ecuaciones

5.2.1. Simplificaciones del modelo

A lo largo del desarrollo del estudio se asumieron las siguientes hipótesis en relación a la interacción entre el mar y el absorbedor:

- El modelo dinámico se desarrolla en el eje Z (eje vertical), lo que implica suponer que el dispositivo se mantiene totalmente vertical.
- La longitud de onda del oleaje es de un orden mayor que las dimensiones del absorbedor puntual, lo que se conoce como “aproximación por cuerpo pequeño”.
- La amplitud del oleaje permite trabajar con un modelo lineal, lo que hace posible aplicar superposición en las fuerzas del oleaje y trabajar por separado con cada frecuencia del oleaje a partir de modelos en frecuencia.
- El tubo está suficientemente lejos de la superficie inferior de la boya como para que la interacción hidrodinámica entre ambos sea despreciable.
- La aparición de campos de movimientos ondulatorios del agua inducidos por los dos extremos abiertos del tubo pueden ser ignorados.
- La distancia de la superficie libre del agua a la parte superior del tubo es suficientemente grande para que las fuerzas de excitación y radiación en el flujo a través de los extremos del tubo puedan ser despreciadas.
- El flujo de agua dentro del tubo será modelado como unidireccional.

5.2.2. Descripción de todas las fuerzas implicadas

Las fuerzas que intervienen en cada uno de los cuerpos del absorbedor son:

5.2.2.1. Fuerza del oleaje (F_{ola}):

Bajo la suposición de linealidad, la fuerza que ejerce el oleaje sobre los cuerpos se puede descomponer en dos:

- **Fuerza de excitación:** Fuerza que ejercería la ola sobre un cuerpo cuya velocidad de desplazamiento fuera nula. Se obtiene suponiendo que la ola incidente no se ve afectada por la presencia del absorbedor.

La fuerza de excitación aplicada a un cuerpo rígido que oscila por el oleaje depende de la elevación de la ola incidente. La relación entre la elevación de la ola y la fuerza de excitación es no causal (Falnes 1995).

Suele representarse como una función lineal de la elevación de la ola en el dominio del tiempo y de la frecuencia (Ec. 5.1).

$$F_{exc}(w) = \frac{H(w)}{2} f_{exc}(w)$$

(Ec. 5.1)

- **Fuerza de radiación:** La fuerza del sistema oscilante sobre el fluido causada por el movimiento forzado del cuerpo sobre el agua en calma se conoce como la fuerza de radiación (Price 2009). Para un cuerpo rígido oscilante, la fuerza de radiación es la convolución entre los coeficientes de radiación y la velocidad del cuerpo oscilante.

Es una fuerza formada por un término resistente disipativo mecánico que representa la energía perdida en las olas generadas por el movimiento del dispositivo y término inercial que representa la energía cinética almacenada en el agua circundante.

La fuerza de radiación puede expresarse en el dominio de la frecuencia (Ec. 5.2).

$$\begin{aligned} F_{rad_i}(w) &= R_{rad_i}(w) \cdot v_i(w) - M_i(w) \cdot a_i(w) - R_{rad_{ij}}(w) \cdot v_j(w) \\ &\quad - M_{ij}(w) \cdot a_j(w) \end{aligned}$$

(Ec. 5.2)

En la masa añadida ($M(w)$), si $w \rightarrow \infty$ se tiene una masa constante adicional al sistema debida al fluido (Count and Jefferys 1980)).

5.2.2.2. Fuerza de resistencia hidrodinámica al avance

Fuerza no lineal que cobra importancia en el pistón debido a su geometría (gran superficie en contra del movimiento del agua) y a su condición de cuerpo totalmente sumergido.

$$F_{drag} = \frac{-Cd}{2} \rho \cdot A_p \cdot v_p(t) \cdot |v_p(t)| = K_{drag} \cdot v_p(t) \cdot |v_p(t)|$$

(Ec. 5.3)

5.2.2.3. Fuerza de Arquímedes

Según el principio de Arquímedes un fluido ejerce sobre una boya una fuerza igual al peso del fluido desplazado. En el equilibrio el peso del cuerpo es contrarrestado por el peso del fluido desplazado ($\rho g v$). Si el cuerpo se mueve fuera de la posición de equilibrio, para pequeños desplazamientos la fuerza de Arquímedes se puede asumir proporcional al desplazamiento.

Esta fuerza (Ec. 5.4) aparece sólo en el cuerpo flotante al modificar su posición respecto a la posición de equilibrio. Sin embargo la modificación de la fuerza de Arquímedes por la evolución de la superficie libre del agua (olas) es tomada en cuenta en la fuerza de excitación y no en este término.

$$F_{arq} = A_i(s) \cdot \rho \cdot g \cdot s_i = S_i \cdot s_i \quad (Ec. 5.4)$$

5.2.2.4. Fuerza del PTO

Es la fuerza ejercida por el dispositivo encargado de extraer la energía de las olas (el absorbedor puntual) y aprovecharla convirtiéndola en energía eléctrica. Es la única fuerza de todas las implicadas de la que se obtiene energía útil.

5.2.2.5. Fuerzas disipativas

Estas fuerzas representan el efecto de la viscosidad del fluido y la fricción del sistema mecánico.

Comprenden una serie de términos disipativos (Ec. 5.5) como las pérdidas por fricción hidrodinámica, capa límite, etcétera... de cada uno de los dos cuerpos y las pérdidas en los rodamientos que dependen del desplazamiento relativo de los dos cuerpos

$$F_{R_i} = -R_{R_i} \cdot v_i = -R_{R_{ij}} \cdot (v_i - v_j) \quad (Ec. 5.5)$$

5.2.2.6. Fuerzas de fin de carrera

Se modela como una fuerza que sólo actúa cuando el desplazamiento alcanza un cierto umbral y consta de dos componentes: una fuerza disipativas y una fuerza tipo muelle que es no lineal.

Leyenda:

$f_{exc}(w)$ =coeficiente de la fuerza de excitación

$R_{rad_i}(w)$ =término disipativo de radiación del cuerpo i (kg/s)

$R_{rad_j}(w)$ =término disipativo de radiación del cuerpo j (kg/s)

$R_{rad_{ij}}(w)$ =término disipativo de radiación mutuo de los cuerpos i y j (kg/s)

$M_i(w)$ =masa añadida del cuerpo i (kg)

$M_j(w)$ =masa añadida del cuerpo j (kg)

$M_{ij}(w)$ =masa añadida mutua de los cuerpos i y j (kg)

$V_i(w)$ =velocidad del cuerpo i (m/s)

$V_j(w)$ =velocidad del cuerpo j (m/s)

A_i =área transversal del cuerpo i (m²)

A_j =área transversal del cuerpo j (m²)

R_{Rij} =término disipativo de pérdidas mutuas entre los cuerpos i y j (kg/s)

s_i =desplazamiento vertical del cuerpo i

5.2.3. Distribución de las fuerzas

A continuación empezó el análisis hidrodinámico comenzando por distribuir e identificar el reparto de fuerzas que se producía en todas las partes que componen el absorbedor. En este apartado se analizan el cuerpo 1 (boya y tubo), cuerpo 2 (pistón y columna de agua) y el generador lineal por separado [Fig. 5.3].

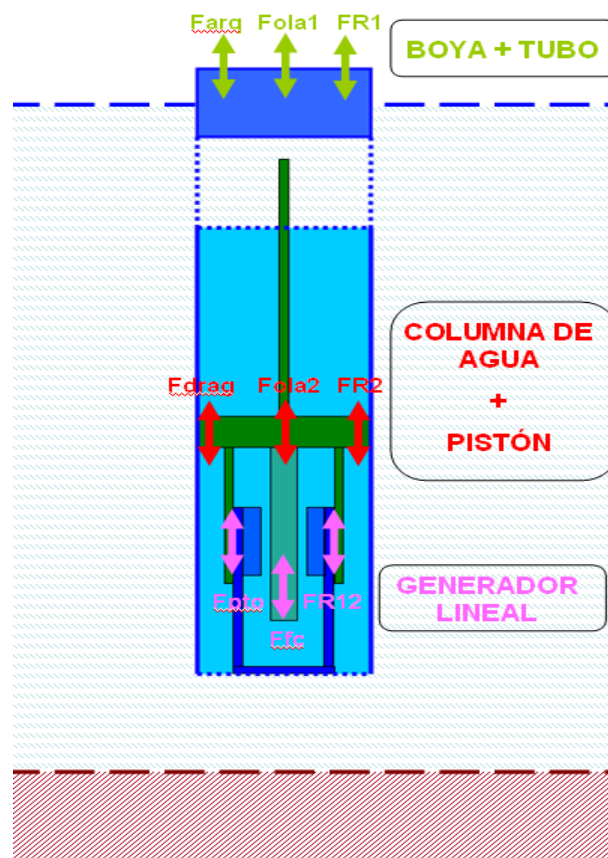


Fig. 5.3 Reparto de fuerzas en las partes del sistema con pistón

5.2.3.1. Fuerzas en el cuerpo 1 (Boya + Tubo)

- F_{ola1} : Fuerza del oleaje sobre el cuerpo 1.
- F_{arq} : Fuerza de Arquímedes.
- F_{R1} : Fuerzas disipativas en el cuerpo 1.

5.2.3.2. Fuerzas en el cuerpo 2 (Columna de agua + Pistón)

- F_{ola1} : Fuerza del oleaje sobre el cuerpo 2.
- F_{drag} : Fuerza de resistencia hidrodinámica.
- F_{R2} : Fuerzas disipativas en el cuerpo 2.

5.2.3.3. Fuerzas en el generador lineal

- F_{PTO} : Fuerza del generador lineal (PTO).
- F_{fc} : Fuerza del dispositivo de fin de carrera.
- F_{R12} : Fuerzas disipativas resultantes de la interacción física entre el cuerpo 1 y el 2.

5.2.4. Aplicación de la 2ª ley de Newton

Una vez analizadas las fuerzas que actúan en cada cuerpo se aplicó la segunda ley de Newton en los cuerpos 1 y 2 (Ec. 5.6). Las fuerzas que actúan en el generador lineal se incluyeron en las ecuaciones de ambos cuerpos, ya que el generador lineal es el punto físico en el que se relacionan los cuerpos 1 y 2.

$$\sum_i F_i = m \cdot a$$

(Ec. 5.6)

5.2.4.1. Suposiciones

- Se despreciaron los efectos de los dispositivos de fin de carrera.
- Se supuso lineal la fuerza de resistencia hidrodinámica al avance.
- Se sustituyeron los productos de convolución por productos algebraicos.
- Se incluyeron las fuerzas de interacción entre los dos cuerpos en ambas ecuaciones dinámicas con signos contrarios.

5.2.4.2. Desarrollo de las ecuaciones en el dominio de la frecuencia

- **Boya (1):**

Aplicación de la segunda ley de Newton (Ec. 5.7).

$$\sum_1 F_1 = m_1 \cdot a_1$$

$$F_{exc1} + F_{PTO} + F_{arq} - F_{rad1} - F_{R1} = m \cdot a$$

$$F_{exc1} + F_{PTO} + F_{arq} = F_{rad1} + F_{R1} + m \cdot a$$

(Ec. 5.7)

Sustituyendo las fuerzas por sus expresiones se obtuvo (Ec. 5.8).

$$\frac{H}{2} f_{exc1}(w) + F_{PTO} + S_1 \cdot s_1(w)$$

$$= R_{rad1}(w) \cdot v_1(w) + M_1(w) \cdot a_1(w) + R_{rad12}(w) \cdot v_2 + M_{12}(w) \cdot a_2(w)$$

$$+ R_{R12}(v_1(w) - v_2(w)) + m_1 \cdot a_1(w)$$

(Ec. 5.8)

$$\frac{H}{2} f_{exc1}(w) + F_{PTO} + S_1 \cdot \frac{v_1(w)}{w} \cdot j$$

$$= R_{rad1}(w) \cdot v_1(w) + M_1(w) \cdot v_1(w) \cdot w \cdot j + R_{rad12}(w) \cdot v_2$$

$$+ M_{12}(w) \cdot v_2(w) \cdot w \cdot j + R_{R12}(v_1(w) - v_2(w)) + m_1 \cdot v_1(w) \cdot w \cdot j$$

(Ec. 5.9)

El desplazamiento ($s(w)$) pasa a ser $\rightarrow j \cdot \frac{v(w)}{w}$ y la aceleración ($a(w)$) $\rightarrow v(w) \cdot j \cdot w$. Por lo tanto se obtiene la expresión (Ec. 5.9).

- **Pistón (2):**

Aplicación de la segunda ley de Newton se obtiene (Ec. 5.10) y sustituyendo las fuerzas por sus expresiones (Ec. 5.11), que expresadas en el dominio de la frecuencia quedan (Ec. 5.12).

$$\sum_2 F_2 = m_2 \cdot a_2$$

$$F_{exc2} - F_{PTO} - F_{rad2} - F_{R2} - F_{drag} = m \cdot a$$

$$F_{exc2} - F_{PTO} = F_{rad2} + F_{R2} + m \cdot a + F_{drag}$$

(Ec. 5.10)

$$\frac{H}{2} f_{exc2}(w) - F_{PTO}$$

$$= R_{rad2}(w) \cdot v_2(w) + M_2(w) \cdot a_2(w) + R_{rad12}(w) \cdot v_1(w)$$

$$+ M_{12}(w) \cdot a_1(w) + R_{R12}(v_2(w) - v_1(w)) + m_2 \cdot a_2(w)$$

$$+ K_{drag} \cdot v_2(w)$$

(Ec. 5.11)

$$\begin{aligned} \frac{H}{2} f_{exc2}(w) - F_{PTO} \\ = R_{rad2}(w) \cdot v_2(w) + M_2(w) \cdot v_2(w) \cdot w \cdot j + R_{rad12}(w) \cdot v_1 \\ + M_{12}(w) \cdot v_1(w) \cdot w \cdot j + R_{R12}(v_2(w) - v_1(w)) + m_2 \cdot v_2(w) \cdot w \cdot j \\ + K_{drag} \cdot v_2(w) \end{aligned} \quad (Ec. 5.12)$$

5.2.4.3. Resumen de ecuaciones en el dominio de la frecuencia

Reagrupando términos con las velocidades correspondientes para facilitar la implementación de las ecuaciones y el diseño del circuito eléctrico equivalente del absorbedor puntual se obtuvieron las siguientes ecuaciones definitivas en el dominio de la frecuencia:

- **Boya:**

$$\begin{aligned} \frac{H}{2} f_{exc1}(w) + F_{PTO} \\ = v_1(w) \cdot [R_{rad1}(w) + M_1(w) \cdot w \cdot j + m_1 \cdot w \cdot j - S_1 \frac{1}{w} \cdot j] \\ + v_2(w) \cdot [R_{rad12}(w) + M_{12}(w) \cdot w \cdot j] + (v_1(w) - v_2(w)) \cdot [R_{R12}] \end{aligned} \quad (Ec. 5.13)$$

- **Pistón:**

$$\begin{aligned} \frac{H}{2} f_{exc2}(w) - F_{PTO} \\ = v_2(w) \cdot [R_{rad2}(w) + M_2(w) \cdot w \cdot j + m_2 \cdot w \cdot j + K_{drag}] \\ + v_1(w) \cdot [R_{rad12}(w) + M_{12}(w) \cdot w \cdot j] \\ + (v_1(w) - v_2(w)) \cdot [R_{R12}] \end{aligned} \quad (Ec. 5.14)$$

En las ecuaciones (Ec. 5.13), (Ec. 5.14) se han diferenciado las partes de las ecuaciones que van multiplicadas por cada una de las velocidades con diferentes colores para facilitar la visualización de las distintas ramas que compondrán el circuito eléctrico equivalente, como se verá más adelante.

5.3. Obtención de los coeficientes hidrodinámicos

Antes de implementar las ecuaciones obtenidas en el circuito equivalente fue necesario hacer un programa que obtuviera los coeficientes hidrodinámicos que se son necesarios para hallar el valor de las fuerzas que describen el comportamiento entre el dispositivo y el oleaje. Estos coeficientes son:

- Coeficiente de la fuerza de excitación: $f_{exc}(w)$
- Masa añadida del cuerpo i: $M_i(w)$

- Masa añadida mutua de los cuerpos i y j: $M_{ij}(w)$

Lo primero que se hizo para desarrollar dicho método fue definir las variables de entrada y salida así como la metodología que se eligió para calcular los coeficientes.

5.3.1. Variables de entrada

El método de evaluación energética que se desarrolló tiene como datos de entrada los parámetros que caracterizan el estado del mar de la localización en la que se va a colocar el absorbedor, así como las dimensiones principales del mismo.

A continuación se procede a identificar dichos parámetros para facilitar la comprensión del método que se expone más adelante.

5.3.1.1. Localización

Para la simplificación de la metodología del estudio, se ha creído conveniente utilizar los parámetros estadísticos de modelización del oleaje.

El comportamiento local de las olas se puede describir mediante el espectro direccional completo del estado del mar, que es la función de densidad de probabilidad de la distribución del espectro de energía $S(w, \theta)$ que depende de la dirección θ y de la frecuencia w .

La potencia del oleaje real depende, por lo tanto, de una serie de factores como la frecuencia w de las olas, su dirección θ , la profundidad h del mar, la celeridad del grupo de olas c_g , etc, viniendo dada por la expresión (Ec. 5.15). La potencia en aguas profundas $h > \lambda/2$, es (Ec. 5.16). Siendo T_p el período medio correspondiente a la frecuencia central del espectro $S(w, \theta)$.

$$N_L = \gamma \int_0^{2\pi} \int_0^{\infty} c_g(w, h) S(w, \theta) dw d\theta$$

(Ec. 5.15)

$$\begin{aligned} N_L &= \gamma \int_0^{2\pi} \int_0^{\infty} \frac{g}{4\pi w} s(w, \theta) dw d\theta = \frac{\rho g^2}{4\pi} \int_0^{2\pi} \frac{S(w, \theta)}{w} dw d\theta = \frac{\rho g^2}{4\pi} m_{(0)} T_p \\ &= \frac{\rho g^2}{4\pi} m_{(0)} \frac{2\pi}{w} \end{aligned}$$

(Ec. 5.16)

Si se define enésimo momento, o momento espectral de orden n de la distribución de energía direccional $m(n)$ como (Ec. 5.17), y la expresión de la energía queda en la forma (Ec. 5.18).

$$m_{(n)} = \int_0^{2\pi} \int_0^\infty w^n S(w, \theta) dw d\theta \rightarrow m_{(n)} = \int_0^\infty w^n S(w) dw \quad (\text{Ec. 5.17})$$

$$N_L = \frac{\rho g^2}{4\pi} \int_0^\infty \frac{S(w)}{w} dw = \left| \int_0^\infty \frac{S(w)}{w} dw = m_{(-1)} \right| = \frac{\rho g^2}{4\pi} m_{(-1)} \quad (\text{Ec. 5.18})$$

Y en el supuesto en que la distribución de las alturas de las olas sea de tipo Rayleigh, la altura significativa de la ola H_s viene dada por (Ec. 5.19).

$$H_s = 4\sqrt{m_{(0)}} \quad (\text{Ec. 5.19})$$

Por lo que el período energético $T_E = \frac{m_{(-1)}}{m_{(0)}}$ proporciona: $m_{(-1)} = T_E m_{(0)} = T_E \frac{H_s^2}{16}$

En la que H_s es la altura significativa de la ola (que se puede tomar como la media del tercio de las olas mayores).

En aguas profundas $h > \lambda/2$ se cumple que: $c_g = \frac{g}{4\pi w}$ por lo que la potencia del frente de olas de anchura unidad, para olas no regulares, viene expresada por (Ec. 5.20).

$$N_L = \frac{\rho g^2}{4\pi} m_{(-1)} = \frac{\rho g^2}{4\pi} m_{(0)} T_E = \frac{\rho g^2}{64} H_s^2 T_E = 0,493 H_s^2 T_E \quad (\text{Ec. 5.20})$$

Y como: $\begin{cases} T_E = \text{período energético} \\ T_P = \text{período medio o modal} \end{cases} \rightarrow T_E = 0,8572 T_P,$

resulta: $N_L = 0,423 H_s^2 T_P \frac{kW}{m}$

- **Expresiones de la potencia por distintos autores**

Otras expresiones de potencia deducidas por diversos autores se exponen a continuación. Las diferencias entre las distintas expresiones son básicamente el orden del momento espectral que han escogido, que depende a su vez de la localización que se desea modelar.

$$\text{Bretschneider-Mitsuyasu: } N_L = 0,441 H_{(1:3)}^2 T_{(1:3)} = 0,441 H_S^2 T_Z \frac{kW}{m} \quad (\text{Ec. 5.21})$$

$$\text{Jonswap: } N_L = 0,458 H_{(1:3)}^2 T_{(1:3)} = 0,458 H_S^2 T_Z \frac{kW}{m} \quad (\text{Ec. 5.22})$$

$$\text{Pierson-Moskowitz: } N_L = 0,549 H_{(1:3)}^2 T_{m(0,2)} = 0,549 H_S^2 T_Z \frac{kW}{m} \quad (\text{Ec. 5.23})$$

$$\text{ISSC: } N_L = 0,493 H_{(1:3)}^2 T_{m(0,1)} = 0,493 H_S^2 T_E = 0,493 H_S^2 \times 1,2067 T_Z = 0,5949 H_S^2 T_Z \frac{kW}{m} \quad (\text{Ec. 5.24})$$

$$\text{Natch: } N_L = 0,538 H_S^2 T_Z + 0,491 \frac{H_S^3}{T_Z} \frac{kW}{m} \quad (\text{Ec. 5.25})$$

- **Altura**

Si se supone un estado del mar formado por Z olas consecutivas unidireccionales, se podría considerar que la energía media por ola es de la forma (Ec. 5.26). En la que H^2 y T^2 se calculan según Brestneider (1959) teniendo en cuenta que las distribuciones de altura de ola y períodos se pueden considerar independientes, con una distribución del tipo Rayleigh, por lo que se obtiene (Ec. 5.27).

$$\hat{E} = 979 H^2 T^2 \quad (\text{Ec. 5.26})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H_S = \sqrt{2} H^2 \\ H = \sqrt{8m_{(0)}} \Gamma\left(\frac{3}{2}\right) = 0,886 \sqrt{8m_{(0)}} \\ H^2 = 8m_{(0)} \Gamma(2) = 8m_{(0)} = \frac{H_S^2}{2} \rightarrow H = \frac{H_S}{\sqrt{2}} \\ T^2 = 1,078 T_Z^2 \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} E = 528 H_S^2 T_Z^2 \text{ w. s/m} \\ N = 0,528 H_S^2 T_Z \text{ kW/m} \end{array} \right. \quad (\text{Ec. 5.27})$$

- **Periodo**

La determinación del periodo se puede hacer mediante las ecuaciones (Ec. 5.28), (Ec. 5.29).

$$T_Z = T_{m(0,2)} = \sqrt{\frac{m_{(0)}}{m_{(2)}}} = 0,7104 T_P = 0,7104 \frac{1}{w_P}$$

(Ec. 5.28)

$$\text{Periodos energéticos: } \begin{cases} T_E = T_{m(0,1)} = \frac{m_{(0)}}{m_{(1)}} = 0,7718 T_P \\ T_E = T_{m(-1,0)} = \frac{m_{(-1)}}{m_{(0)}} = 0,8572 T_P \\ T_E = T_{m(-2,0)} = \sqrt{\frac{m_{(-2)}}{m_{(0)}}} = 0,8903 T_P \end{cases}$$

(Ec. 5.29)

Una vez expuestos los distintos parámetros estadísticos propuestos por distintos autores y la gran variedad de criterios que se utilizan para modelar el comportamiento del mar, se optó por utilizar los siguientes (Ec. 5.30).

$$H = \frac{H_S}{\sqrt{2}}$$

$$T_E = 0,7718 T_P$$

(Ec. 5.30)

Siendo T_p el periodo medio o modal, y H_S la altura significativa, que quedarán definidos por los datos recogidos en el tiempo de la localización en la que se desee colocar el absorbedor, como se ha explicado con anterioridad.

5.3.1.2. Dimensiones principales del absorbedor. Método de optimización.

Además de las dimensiones del dispositivo también es necesario modelar la posición a la que se encuentra tanto con respecto a la superficie libre como al fondo del mar. Los parámetros que se emplearon para dejar esta geometría y su posición totalmente definidas fueron los siguientes:

- **R**: Radio del dispositivo (de la boya, del tubo y del plato).
- **Db**: Calado de la boya (profundidad de la parte inferior de la boya respecto a la superficie libre).
- **Lh1**: Distancia entre la parte inferior de la boya y la parte superior del tubo.
- **Lh2**: Distancia entre la parte inferior del tubo y el fondo marino.
- **K_{pt1}=h/L**: Relación entre la posición de la parte superior del plato dentro del tubo y la longitud total del tubo.

- $K_{pt2}=e/L$: Relación entre el espesor del plato y la longitud total del tubo.

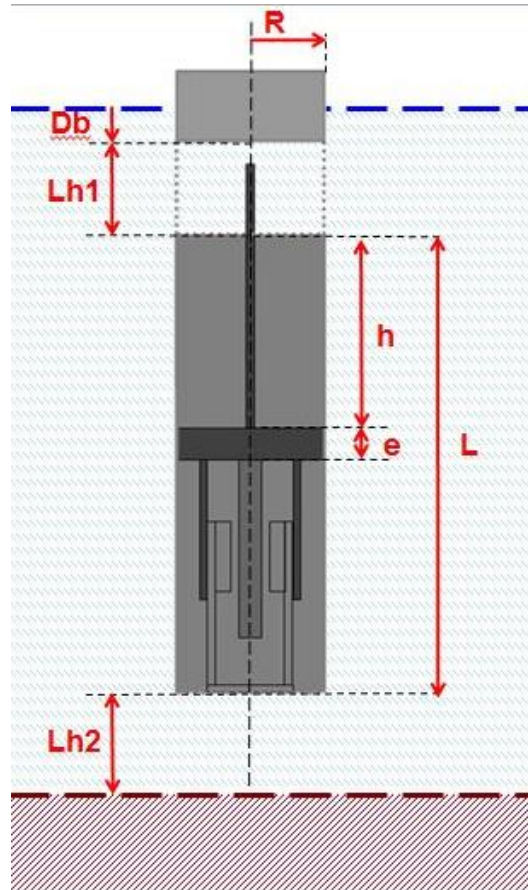


Fig. 5.4 Dimensiones y posición del absorbedor puntual

En la figura [Fig. 5.4] se muestran las dimensiones principales del absorbedor de manera esquemática con la intención de explicar los parámetros de una manera más visual. Pero es importante puntualizar que no se han tenido en cuenta las dimensiones a escala real, por lo que la distancia entre el extremo inferior del tubo y el fondo del mar ($Lh2$) en la realidad será de un orden mucho mayor que la longitud del tubo (L) ya que el absorbedor puntual fue diseñado para colocarse en emplazamientos de gran profundidad ($Lh2 > 50m$).

Los valores de los parámetros que definen la posición del dispositivo (Db , h , $Lh2$) irán variando con el tiempo ya que dependen de la evolución del movimiento del mismo y del movimiento relativo entre sus cuerpos.

Es conveniente recordar que la distancia $Lh1$ se mantiene constante en el tiempo ya que no existe movimiento relativo entre la boya y el tubo por pertenecer al mismo cuerpo.

Para la elección de los valores de las dimensiones se utilizó un código desarrollado previamente en CIEMAT que se basa en el **método de optimización de evolución**

diferencial (DE). Se trata de un algoritmo inspirado en la teoría de la evolución de Darwin que resuelve problemas aplicando diferentes reglas de supervivencia a poblaciones de soluciones. La principal diferencia con otros algoritmos evolutivos y bio-inspirados es el método de obtención de una nueva población mediante la mutación de cada conjunto de soluciones basado en la distribución de la actual población de soluciones. La mutación realizada por la evolución diferencial no es uniforme, no parte de una variable aleatoria estadística, si no que perturba (muta) a un individuo de la población inicial sumándole un vector que es la diferencia ponderada de dos vectores (individuos) escogidos aleatoriamente con la única condición de que ninguno de esos dos vectores sea el vector que se pretende mutar. El proceso de mutación se expresa matemáticamente en la ecuación (Ec. 5.31).

$$v_i = F \cdot (v_j - v_k); \quad (i \neq j \neq k)$$

(Ec. 5.31)

Donde v_i , v_j , v_k son vectores pertenecientes a una población, y F es un vector escala cuyo rango habitual se encuentra entre 0.4 y 1.

Por otro lado, la opción elegida para el tratamiento de las restricciones es la aplicación de las *reglas de Deb*; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, que reducen el problema de las restricciones a una serie de reglas basadas en la factibilidad (una solución es factible si cumple todas las restricciones). Las tres reglas de *Deb* son las siguientes:

- Entre dos soluciones factibles, la solución de mejor valor de la función objetivo es la que gana (sobrevive).
- Si una solución es factible y la otra es no factible, la solución factible gana.
- Si ambas soluciones son no factibles, aquella con el valor más bajo en la suma de la violaciones de restricción gana.

Debido a que los algoritmos evolutivos trabajan con una población de soluciones, un algoritmo evolutivo inicialmente planteado para optimizaciones mono-objetivo puede ser extendido para mantener un conjunto de soluciones diversas y trabajar con funciones multi-objetivo y determinar la verdadera región óptima de *Pareto* de un problema dado.

El método utilizado para la evaluación de funciones multi-objetivo se basa en el algoritmo *NSGA-II*. El pseudo-código de dichos algoritmos se muestra en [Fig. 5.5]. Dicho algoritmo trata las funciones multi-objetivo evaluando la dominancia entre el conjunto de soluciones de cada iteración (para encontrar soluciones pertenecientes al frente de *Pareto*) pero tratando además de maximizar la distancia entre soluciones (para definir lo más ampliamente posible dicho frente).

```

Inicializar(P(0))
generacion = 0
Evaluar(P(0))
mientras (no CriterioParada) hacer
    R = Padres  $\cup$  Hijos
    Frentes = Sorting No Dominado(R)
    NuevaPop =  $\emptyset$ 
    i=1
    mientras |NuevaPop| + |Frentes(i)|  $\leq$  sizepop
        Calcular Distancia de Crowding (Frentes(i))
        NuevaPop = NuevaPop  $\cup$  Frentes(i)
        i++
    Sorting por Distancia (Frentes(i))
    NuevaPop = NuevaPop  $\cup$  Frentes(i)[1:(sizepop - |NuevaPop|)]
    Hijos = Selección y Reproducción(NuevaPop)
    generacion ++
    P(generacion) = NuevaPop
retornar Mejor Solucion Hallada

```

Fig. 5.5 Esquema del NGSA – II

En este documento se ha utilizado el esquema que se muestra a continuación [Fig. 5.6] para resolver el programa multi-objetivo, adaptado así el algoritmo *NGSA-II* para trabajar con un algoritmo de evolución diferencial.

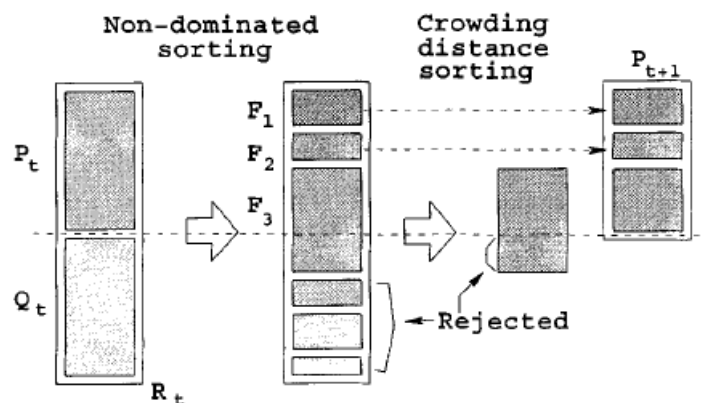


Fig. 5.6 Esquema del algoritmo multi-objetivo de evolución diferencial utilizado.

En el algoritmo multi-objetivo de evolución diferencial empleado se utiliza una estrategia de mutación que combina dos estrategias ya existentes: *DE/current-to-rand/1* y *DE/current-to-best/1*. El límite de pasar de una estrategia a otra está definido por el parámetro k que define a partir de qué iteración se pasa de una estrategia a otra.

En la primera fase es muy importante mejorar la habilidad de búsqueda global de la población para prevenir la convergencia prematura en un óptimo local. En la estrategia *DE/current-to-rand/1* los individuos toman información de otros individuos elegidos al azar de la población, así se mejora la exploración del algoritmo.

Para mejorar la explotación del algoritmo se utiliza la estrategia *DE/current-to-best/1* y así mejorar la habilidad de búsqueda global. En esta fase es necesario acelerar

laconvergencia de la población y guiarla hacia el óptimo global. Con esta estrategia se explota la información del mejor individuo en la población actual y así la velocidad de convergencia de la población es muy grande. De esta manera se consigue un balance entre diversidad y convergencia de la población.

Una vez obtenido el frente de Pareto de las soluciones óptimas, se ha escogido una cuyos valores son los siguientes:

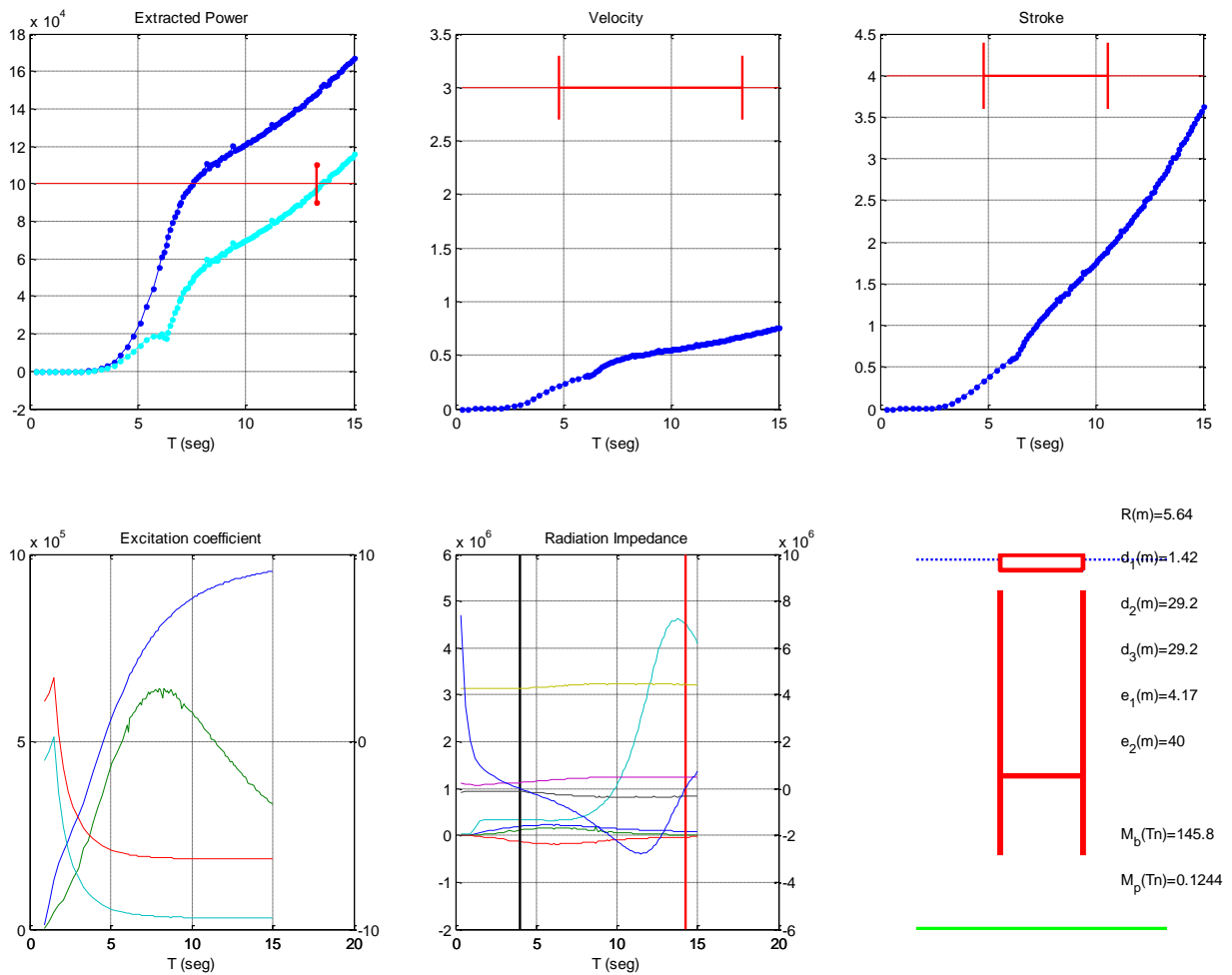


Fig. 5.7 Resultados de potencia, velocidad, carrera, coeficientes de excitación e impedancia para un punto del frente de Pareto.

Por lo tanto, las dimensiones de entrada del método de evaluación energética del absorbedor IPS son:

- $R = 5.64\text{m}$
- $d_1 = 1.42\text{m}$
- $d_2 = 29.2\text{m}$
- $d_3 = 29.2\text{m}$
- $e_1 = 4.17\text{m}$

- $e_2=40\text{m}$

Como las gráficas mostradas en [Fig. 5.7] han sido halladas en el programa de optimización haciendo parejas de H_s y T , se ha tomado una pareja en concreto de H_s y T de dichas tablas para realizar la simulación en el tiempo. Esta pareja de H_s y T se mantendrá constante a lo largo de todo el estudio energético para ambas variantes de absorbedor, y en la elección se ha tenido en cuenta los valores de dichos parámetros que más se repiten en localizaciones con una densidad energética de las olas relativamente grande.

El valor de dichos parámetros es:

- $H_s = 2.15 \text{ m}$
- $T = 9 \text{ s}$

5.3.2. Método de obtención de los coeficientes hidrodinámicos

Según las suposiciones que se han hecho al principio, sólo se contempló el movimiento vertical. El movimiento de los cuerpos flotantes produce una radiación de olas que interacciona con las olas incidentes. Este fenómeno se representa mediante las denominadas impedancias de radiación (propias y mutuas) que dependen de la frecuencia y que por tanto habrá que estudiar en el dominio de Laplace.

Se obtendrá el gradiente de velocidad a partir de las ecuaciones de Laplace y una serie de condiciones de contorno que se exponen a continuación. A partir de dicho gradiente será posible obtener los coeficientes hidrodinámicos de la siguiente manera:

La altura de mar que comprende la región de estudio ha sido dividida en tres sub-regiones que tienen distintas condiciones de contorno [Fig. 5.8]. El gradiente de velocidad de cada una se va a hallar con el método de separación de variables.

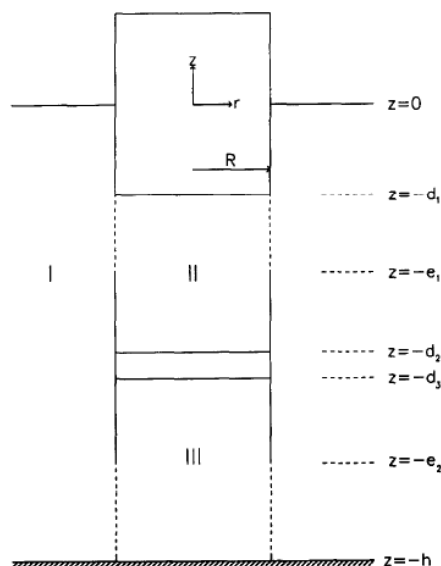


Fig. 5.8 Propiedades geométricas del absorbedor y definición de las sub-regiones del agua

Se introducirá la velocidad radial de los límites de las sub-regiones en lugar de los coeficientes desconocidos, y el gradiente se expresará con una integral. La continuidad del gradiente de velocidad y de la velocidad radial en los límites de dichas sub-regiones proporcionará un sistema de ecuaciones integral, que será discretizado y resuelto con la velocidad radial en los límites. También será necesario dividir las series infinitas del gradiente de velocidad para resolver dicho problema. Los parámetros hidrodinámicos podrán obtenerse entonces a partir de la velocidad radial.

A lo largo de la historia se han estudiado problemas similares, como es el caso de Yeung, que estudió el problema de un cilindro vertical flotante, y Berggren, que estudió de los coeficientes se resolvió con el gradiente de velocidad y no con la velocidad radial. Sin embargo, utilizando este método la convergencia de la solución se ralentiza cuando se aumenta el número de coeficientes. Por lo que resulta especialmente interesante estudiar una alternativa aproximada para resolver el problema.

5.3.2.1. Gradiente de velocidades

Se ha asumido que se puede aplicar la teoría hidrodinámica lineal y se ha considerado el agua como un fluido sin turbulencias e incompresible. El cuerpo flotante está expuesto a una fuerza con forma de onda, por lo que se mueve con una cierta velocidad vertical.

Como la geometría es cilíndrica, se han empleado coordenadas cilíndricas (r, θ, z), y el problema no dependerá de θ por ser axisimétrica.

El gradiente de velocidad espacial debe satisfacer la ecuación de Laplace en toda la región a estudiar, lo que proporciona la siguiente ecuación (Ec. 5.32).

$$\nabla^2 \phi = \left[\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \phi = 0$$

(Ec. 5.32)

5.3.2.2. Condiciones de contorno

Por otra parte, la solución también deberá cumplir las condiciones de contorno en la interfaz entre aire y agua (Ec. 5.33).

$$\left[-\omega^2 \phi + g \frac{\partial \phi}{\partial z} \right]_{z=0} = 0, \quad r > R$$

(Ec. 5.33)

Como el agua no puede fluir por los límites sólidos, la componente normal de la velocidad del fluido en una superficie sólida debe ser igual a la velocidad de dicha superficie. Esto proporciona las condiciones (Ec. 5.34), (Ec. 5.35), (Ec. 5.36), (Ec. 5.37) y (Ec. 5.38).

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{r=R} = 0, \quad -e_2 < z < -e_1, \quad -d_1 < z < 0$$

(Ec. 5.34)

$$\left| \frac{\partial \phi}{\partial z} \right|_{z=-h} = 0, 0 < r < \infty \quad (\text{Ec. 5.35})$$

$$\left| \frac{\partial \phi}{\partial z} \right|_{r=-d_1} = u_{h,1}, 0 < r < R \quad (\text{Ec. 5.36})$$

$$\left| \frac{\partial \phi}{\partial z} \right|_{r=-d_2} = u_{h,2}, 0 < r < R \quad (\text{Ec. 5.37})$$

$$\left| \frac{\partial \phi}{\partial z} \right|_{r=-d_3} = u_{h,2}, 0 < r < R \quad (\text{Ec. 5.38})$$

Donde $u_{h,1}$ es la amplitud compleja de la velocidad vertical del cilindro, y $u_{h,2}$ es la amplitud compleja de la velocidad del pistón. Además la condición de radiación en el infinito también debe ser incluida en el problema. Se puede observar que las condiciones de contorno son las mismas que si el tubo estuviera rígidamente conectado al plato y no a la boya. Esto significa que la solución del problema no se ve afectada con el cuerpo al que está conectado o no el tubo.

Las tres sub-regiones tienen las siguientes restricciones: (Ec. 5.39), (Ec. 5.40) y (Ec. 5.41)

- Región I:

$$\begin{aligned} r &> R \\ -h < z < 0 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 5.39})$$

- Región II:

$$\begin{aligned} r &< R \\ -d_2 < z < -d_1 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 5.40})$$

- Región III:

$$\begin{aligned} r &< R \\ -h < z < -d_3 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 5.41})$$

En cada sub-región se ha aplicado el método de separación de variables para obtener expresiones del gradiente de velocidad. Las expresiones válidas en cada una de las sub-regiones se han obtenido a partir de series infinitas de funciones ortogonales. Estas expresiones han sido desarrolladas para satisfacer todas las condiciones de contorno.

5.3.2.3. Coeficientes hidrodinámicos

Una vez resuelto el sistema de ecuaciones y determinado el perfil de velocidades discreto, se pueden obtener los parámetros hidrodinámicos.

La ecuación de Laplace ha sido resuelta en cada sub-región con una separación de variables y asumiendo independencia angular. La resolución de la ecuación de Laplace para hallar el gradiente de velocidad con las condiciones de contorno se escapa a las competencias de este documento ya que se ha realizado con un programa desarrollado previamente a este estudio por el centro *CIEMAT*, por lo que se pasará a explicar directamente la obtención de los coeficientes hidrodinámicos a partir de dicho gradiente.

Cuando el cuerpo j oscila con una amplitud compleja u_j , provoca una onda que actúa sobre el cuerpo i con una fuerza adicional (Ec. 5.42). Donde $R_{ij}(w)$ es la *resistencia de radiación*, o coeficiente de amortiguamiento, y $m_{ij}(w)$ la *masa añadida*. El coeficiente complejo $Z_{ij}(w)$ será el término de *impedancia de radiación*. La matriz de impedancias de radiación, Z , es en este caso dos matrices. La fuerza vertical total en este cuerpo se obtiene con la expresión (Ec. 5.43). Donde S_b es la media de la superficie mojada del cuerpo. La fuerza total en el cilindro queda de la siguiente manera (Ec. 5.44).

$$F_{r,i}(w) = -Z_{ij}(w)u_j(w) = -[R_{ij}(w) + iwm_{ij}(w)]u_j(w) \quad (\text{Ec. 5.42})$$

$$F_{tot} = iw\rho \iint_{S_b} \phi n_3 dS \quad (\text{Ec. 5.43})$$

$$\begin{aligned} \frac{F_{tot,1}}{2\pi iw\rho} &= -\int_0^R \phi_{II}(r, -d_1) r dr \\ &= -\frac{R^2}{4(d_2 - d_1)} \left((d_2 - d_1)^2 u_{h,1} + R^2 \frac{(u_{h,2} - u_{h,1})}{4} \right) - \frac{E_0 R^2}{2} \\ &\quad - \sum_{n=0}^{\infty} (IW_{II,n} (-1)^n \sum_{m=1}^{M_1} u_m S_{II,nm}) \end{aligned} \quad (\text{Ec. 5.44})$$

Donde se han introducido las funciones (Ec. 5.45) y (Ec. 5.46). Por otra parte, la velocidad ha sido asumida como discreta para resolver las expresiones.

De la misma manera, la fuerza en el plato será (Ec. 5.47). Donde IW_{II} tiene la misma forma que antes y IW_{III} es (Ec. 5.48).

$$IW_{II,0} = \int_0^R W_{II,0}(r) r dr = 0$$

(Ec. 5.45)

$$IW_{II,n} = \sqrt{2} \int_0^R W_{II,n}(r) r dr = \frac{\sqrt{2} R (d_2 - d_1)}{n^2 \pi^2}, \quad n \geq 1$$

(Ec. 5.46)

$$\begin{aligned} \frac{F_{tot,2}}{2\pi i \omega \rho} &= - \int_0^R \phi_{II}(r, -d_2) - \phi_{III}(r, -d_3) r dr \\ &= - \frac{R^2}{4(d_2 - d_1)} \left((d_2 - d_1)^2 u_{h,2} + R^2 \frac{(u_{h,2} - u_{h,1})}{4} \right) + \frac{E_0 R^2}{2} \\ &\quad + \sum_{n=0}^{\infty} (IW_{II,n} (-1)^n \sum_{m=1}^{M_1} u_m S_{II,nm}) - \frac{u_{h,2}}{2(h - d_3)} \left((h - d_3)^2 \frac{R^2}{2} - \frac{R^4}{8} \right) \\ &\quad - N_0 \frac{R^2}{2} - \sum_{n=0}^{\infty} (IW_{III,n} (-1)^n \sum_{m=M_1+1}^{M_1+M_2} u_m S_{III,nm}) \end{aligned}$$

(Ec. 5.47)

$$IW_{III,0} = \sqrt{2} \int_{-h}^{d_3} W_{III,0}(r) r dr = 0$$

$$IW_{III,n} = \sqrt{2} \int_{-h}^{d_3} W_{III,n}(r) r dr = \frac{\sqrt{2} R (h - d_3)}{n^2 \pi^2}, \quad n \geq 1$$

(Ec. 5.48)

A partir de aquí se halla la impedancia de radiación de la siguiente manera:

Si $u_{h,1} \neq 0, u_{h,2} = 0$:

$$\begin{aligned} Z_{11} &= \frac{F_{tot,1}}{u_{h,1}} \\ Z_{21} &= - \frac{F_{tot,2}}{u_{h,1}} \end{aligned}$$

(Ec. 5.49)

Si $u_{h,1} = 0, u_{h,2} \neq 0$:

$$\begin{aligned} Z_{12} &= - \frac{F_{tot,1}}{u_{h,2}} \\ Z_{22} &= - \frac{F_{tot,2}}{u_{h,2}} \end{aligned}$$

(Ec. 5.50)

5.3.3. Variables resultado

Aplicando las ecuaciones anteriores haciendo un barrido de frecuencias se obtuvieron las figuras de coeficientes hidrodinámicos que se exponen a continuación, y las cuales se usaron para hallar los coeficientes mediante interpolación de las mismas en el programa principal.

Las curvas azules representan los datos de la boya (Z_{11}), las verdes los del plato (Z_{22}) y las rojas son los términos mutuos ($Z_{12} = Z_{21}$).

5.3.3.1. Coeficiente de la fuerza de excitación

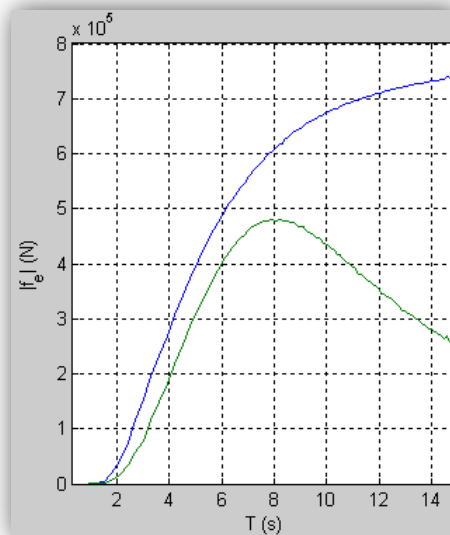


Fig. 5.9 Curvas de coeficientes de la fuerza de excitación obtenidas del programa de coeficientes hidrodinámicos desarrollado en CIEMAT

5.3.3.2. Ángulo de la fuerza de excitación

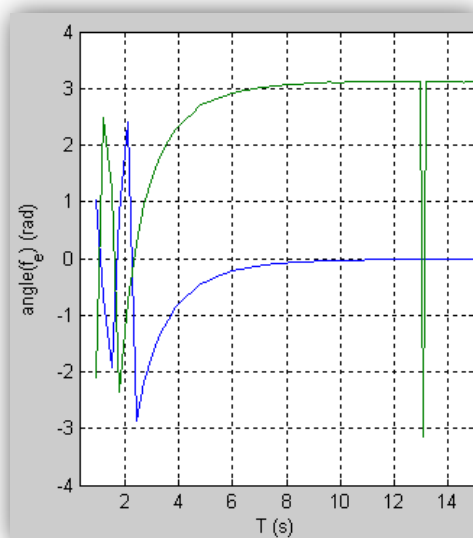


Fig. 5.10 Curvas de los ángulos de la fuerza de excitación obtenidas del programa de coeficientes hidrodinámicos desarrollado en CIEMAT

5.3.3.3. Resistencia de radiación

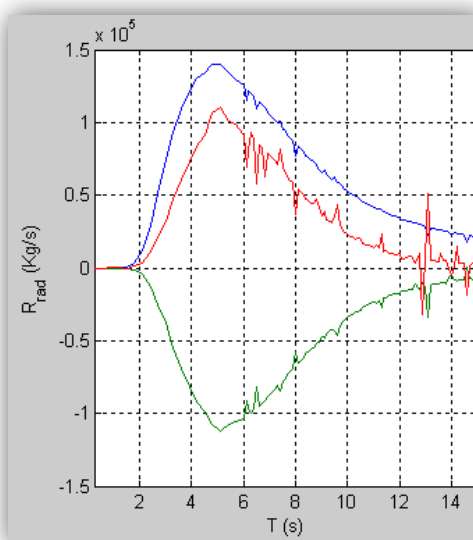


Fig. 5.11 Curvas de las resistencias de radiación obtenidas del programa de coeficientes hidrodinámicos desarrollado en CIEMAT

5.3.3.4. Masa añadida

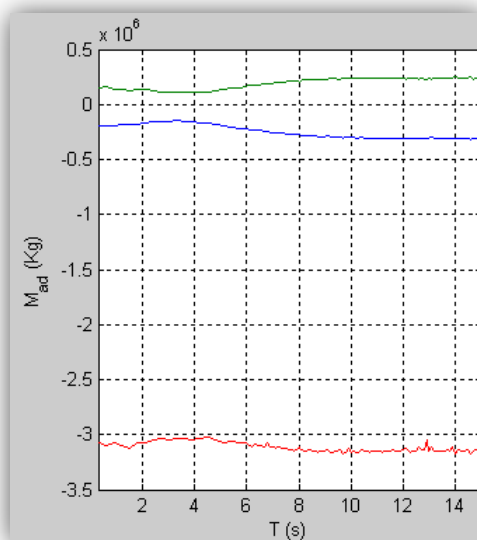


Fig. 5.12 Curvas de masas añadidas obtenidas del programa de coeficientes hidrodinámicos desarrollado en CIEMAT

5.4. Diseño del modelo eléctrico del sistema con pistón

Una vez planteadas las ecuaciones hidrodinámicas de ambos cuerpos y obtenidos los coeficientes hidrodinámicos llegó el momento de resolver dichas ecuaciones a partir de los datos de entrada con el objeto de calcular la potencia útil estimada. Para ello se diseñó un circuito equivalente que modelaba la evolución en el tiempo del movimiento de todas las partes que componen el absorbedor puntual.

5.4.1. Criterios del método de conversión del problema mecánico al problema eléctrico

El sistema mecánico simplificado se puede entender como un único cuerpo oscilante excitado por una fuerza reaccionando contra una pared de inercia infinita.

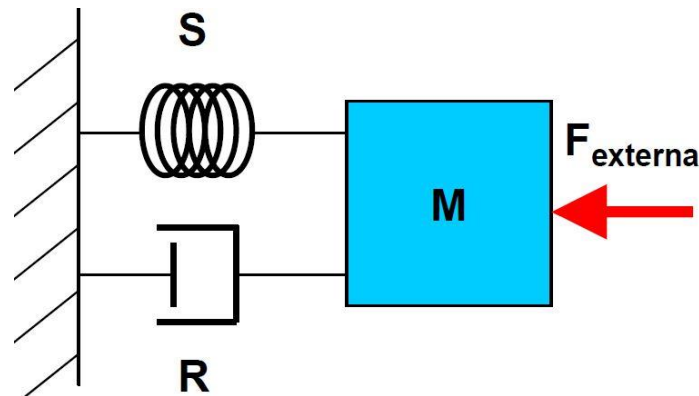


Fig. 5.13 Términos que intervienen en el movimiento oscilatorio de una masa sobre la que actúa una fuerza externa

Siendo:

- M = masa del cuerpo oscilante
- R = amortiguación del sistema
- S = constante elástica

Las ecuaciones a las que se enfrenta este estudio son las de movimiento oscilatorio de la masa del cuerpo oscilante que se excita con una fuerza externa sinusoidal y cuya evolución en el tiempo se ve influenciada por un cierto componente resistivo que actúa sobre éste a modo de amortiguación y otro elástico.

Teniendo en cuenta el esquema de la figura, si se aplica la segunda ley de Newton se obtiene (Ec. 5.51). A partir de esta ecuación se va a buscar un equivalente eléctrico con objeto de poder utilizar las teorías de resolución de circuitos para su simplificación.

$$M \cdot x'' = F_{\text{externa}} + F_{\text{elástica}} + F_{\text{fricción}}$$

$$F_{\text{externa}} = M \cdot x'' + R \cdot x' + S \cdot x$$

$$F_{\text{externa}} = M \frac{dv}{dt} + R \cdot v + S \int v dt$$

(Ec. 5.51)

Observando la ecuación, y teniendo en cuenta que tanto la fuerza externa como la velocidad de la masa dependen del tiempo, se propuso el siguiente criterio de conversión para el circuito equivalente:

- $M \rightarrow L$ (Bobina de inducción)
- $R \rightarrow R$ (Resistencia)
- $S \rightarrow \frac{1}{C}$ (Condensador)
- $F \rightarrow U$ (Tensión)
- $X' \rightarrow i$ (Corriente)

Con lo que se obtuvo (Ec. 5.52) en términos eléctricos, que corresponde al circuito representado en [Fig. 5.14].

$$U = L \frac{d}{dt} i + R \cdot i + \frac{1}{C} \int i dt$$

(Ec. 5.52)

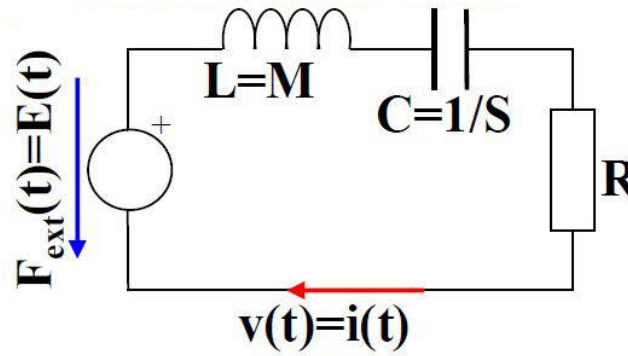


Fig. 5.14 Circuito equivalente correspondiente a una masa con movimiento oscilatorio

5.4.2. Circuito eléctrico equivalente

Aplicando estos criterios, los términos quedaron de la siguiente manera:

- Masa: $m_i \rightarrow L_i$
- Coeficiente de Arquímedes: $\frac{1}{s_i} \rightarrow C_i$
- Resistencia de radiación: $R_{radi} \rightarrow R_{radi}$
- Masa añadida: $M_i \rightarrow L_{ii}$
- Fuerza de excitación: $F_{exci} \rightarrow U_i$
- Velocidad: $v_i \rightarrow i_i$
- Resistencia de radiación mutua: $R_{radij} \rightarrow R_{radij}$
- Masa añadida mutua: $M_{ij} \rightarrow L_{ij}$
- Resistencia disipativa: $R_{Rij} \rightarrow R_{Rij}$
- Fuerza del PTO: $F_{PTO} \rightarrow U_{ij}$

De lo que se obtuvieron las expresiones (Ec. 5.53) y (Ec. 5.54), que dieron lugar al circuito eléctrico equivalente representado en [Fig. 5.15].

$$U_1 + U_{12} = i_1 \left[R_{rad1} + L_{11}j\omega + R_{R12} + L_{1j}\omega + \frac{1}{C_1j\omega} \right] + i_2 [R_{rad12} + L_{12}j\omega - R_{R12}]$$

(Ec. 5.53)

$$U_2 - U_{12} = i_2 [R_{rad2} + L_{22}j\omega + R_{R12} + L_{2j}\omega + K_{drag}] + i_1 [R_{rad12} + L_{12}j\omega - R_{R12}]$$

(Ec. 5.54)

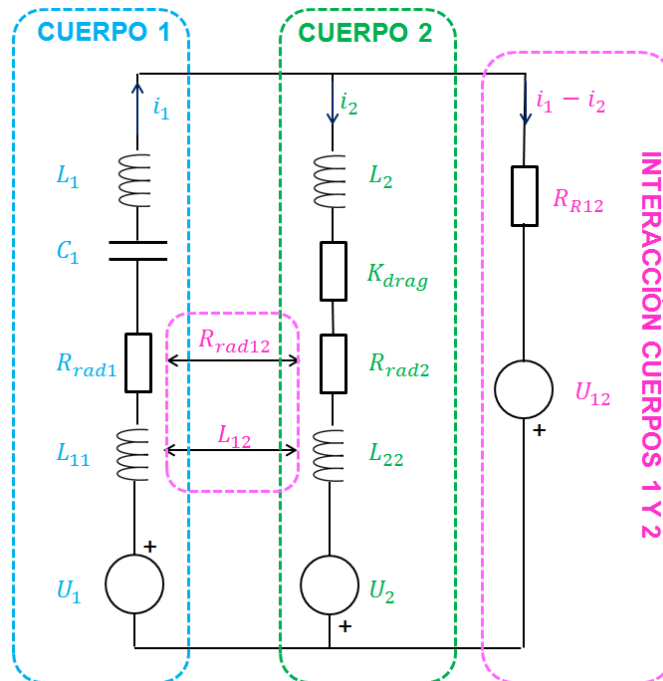


Fig. 5.15 Circuito eléctrico equivalente del sistema con pistón

6. Método de evaluación energéticadel sistema absorbedor con pistón

La expresión para hallar la potencia que se transmite al pistón es (Ec. 6.1). Es decir, la fuerza axial que las fuerzas contrapuestas de los dos cuerpos generan sobre el pistón multiplicada por la resta de las velocidades que llevan los dos cuerpos, que coincidirá con la velocidad con la que se mueve el pistón.

$$P = F_{PTO} \cdot (v_1 - v_2)$$

(Ec. 6.1)

El criterio que se empleó para resolver el circuito es que el sistema fuese resonante, lo que se conoce como *control con damping*. La resonancia es un fenómeno que se produce cuando un cuerpo capaz de vibrar es sometido a la acción de una fuerza periódica (en este caso la fuerza de excitación), cuyo periodo de vibración se acerca al periodo de vibración natural de dicho cuerpo. En el cual una fuerza relativamente pequeña aplicada en forma repetida, hace que una amplitud de un sistema oscilante se haga muy grande.

En estas circunstancias el cuerpo vibra, aumentando de forma progresiva la amplitud del movimiento tras cada una de las actuaciones sucesivas de la fuerza. En teoría, si se consiguiera que una pequeña fuerza sobre un sistema oscilara a la misma frecuencia que la frecuencia natural del sistema se produciría una oscilación resultante con una amplitud indeterminada.

Se harán las consideraciones necesarias para que los cuerpos del absorbedor vibren con su frecuencia natural como se verá más adelante.

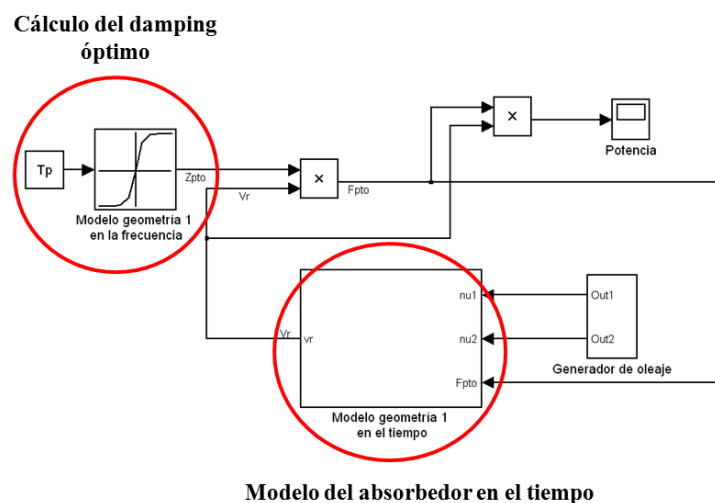


Fig. 6.1 Método de evaluación energética del sistema con pistón diseñado en Simulink

El modelo en el dominio del tiempo del sistema de absorbedor + pistón se ha dividido en 2 bloques:

1. Cálculo del damping óptimo
2. Modelo del absorbedor en el tiempo

A continuación se explica el funcionamiento de cada una de las partes del modelo de evaluación energética en *Simulink*.

6.1. Cálculo del damping óptimo

A partir del periodo del mar, la altura significativa y las dimensiones principales del absorbedor se busca hallar la Z_{PTO} que haga que el movimiento de ambos cuerpos sea resonante.

6.1.1. Equivalente Thevenin

Para la resolución del circuito se diseñó su equivalente Thevenin en bornas de la fuente U_{12} (Fuerza del PTO) [Fig. 6.2]. Resolviéndolo, las expresiones de los términos del equivalente Thevenin quedaron: (Ec. 6.2) y (Ec. 6.3), estando sus términos desarrollados en (Ec. 6.4) y (Ec. 6.5).

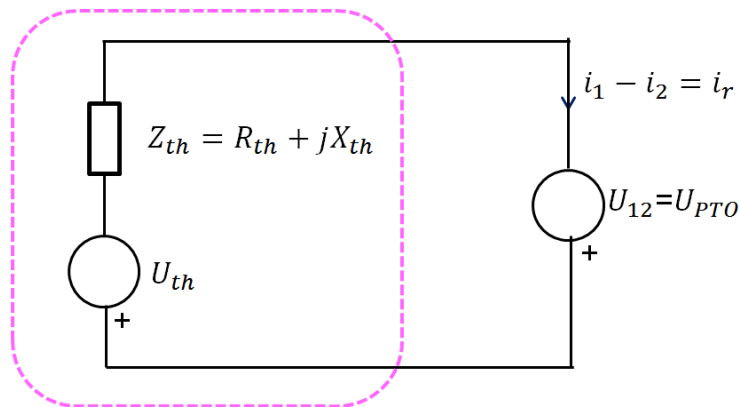


Fig. 6.2 Equivalente Thevenin del circuito eléctrico equivalente de la geometría 1

$$Z_{th} = \frac{Z_{t1}Z_{t2} - Z_{12}^2}{Z_{t1} + Z_{t2} + 2Z_{12}} \quad (Ec. 6.2)$$

$$U_{th} = \frac{U_1(Z_{t1} + Z_{t2}) - U_2(Z_{t1} + Z_{t2})}{Z_{t1} + Z_{t2} + 2Z_{12}}$$

(Ec. 6.3)

$$Z_{t1} = R_{rad1} + L_{11}j\omega + R_{R12} + L_1j\omega + \frac{1}{C_1j\omega}$$

(Ec. 6.4)

$$Z_{t2} = R_{rad2} + L_{22}j\omega + R_{R12} + L_2j\omega + K_{drag}$$

(Ec. 6.5)

Si se sustituye la U_{PTO} por una impedancia Z_{PTO} de la siguiente manera (Ec. 6.6), por definición tendrá lugar la resonancia cuando se cumpla que la impedancia del PTO sea igual a la impedancia conjugada del equivalente Thevenin (Ec. 6.7).

$$U_{PTO} = Z_{PTO} \cdot (i_1 - i_2)$$

(Ec. 6.6)

$$Z_{PTO} = Z_{th}^*$$

(Ec. 6.7)

6.1.2. Programación en *Matlab*

La manera de implementar la resolución de este circuito fue crear un programa en *Matlab* que hiciera un barrido de periodos resolviendo el circuito con las expresiones expuestas arriba y crear una tabla de Z_{PTO} en función del periodo del oleaje. Esta tabla se implementó en un bloque en el modelo de *Simulink* como se ve en la figura [Fig. 6.3].

Para cargar todos los datos de entrada se programó una función que se ejecuta antes de ejecutar *Simulink*.

En la figura [Fig. 6.3] se expone el diagrama de flujo del programa que genera la tabla.

- En la función “*WEC_ALONE.m*” se implementó el método que calcula los coeficientes hidrodinámicos que definen las fuerzas y que se ha explicado en el apartado anterior.
- La función “*Analisis_frec.m*” resuelve el circuito equivalente Thevenin imponiendo la condición de resonancia, con lo que se obtiene una tabla de Z_{PTO} en función del periodo de pico.

Una vez cargados los datos de entrada, el bloque que implementa la tabla calcula Z_{PTO} para el periodo de entrada por interpolación y extrapolación de la misma.

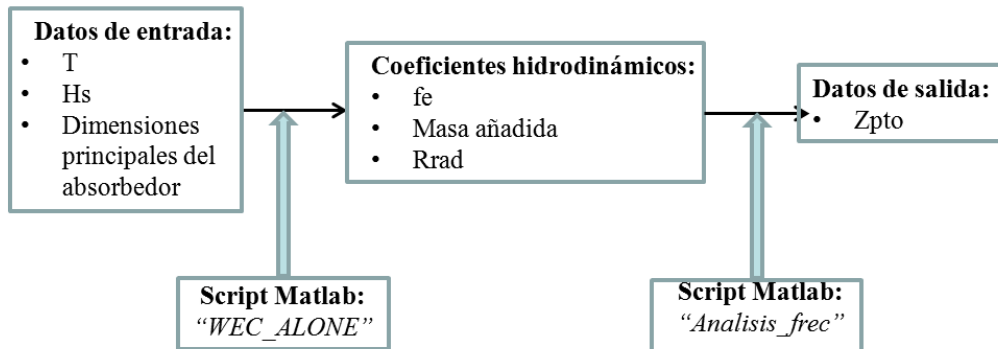


Fig. 6.3 Diagrama de flujo del programa que genera la tabla de Z_{PTO}

6.2. Modelo del absorbedor en el tiempo

El modelo del sistema con pistón que calcula la velocidad relativa entre ambos cuerpos ($v_1(t) - v_2(t)$) en el tiempo a partir de la fuerza sobre el PTO que tiene el sistema ha sido programado con *Simulink*.

Este bloque [Fig. 6.4] resuelve en el tiempo las dos ecuaciones hidrodinámicas que se han desarrollado con anterioridad: (Ec. 6.8) y (Ec. 6.9).

$$\begin{aligned}
 \eta_1(t)f_{exc1}(t) + F_{PTO}(t) &= v_1(t) \cdot \left[R_{rad1}(t) + M_1(t) \cdot s + m_1 \cdot s - S_1 \frac{1}{s} \right] \\
 &+ v_2(t) \cdot [R_{rad12}(t) + M_{12}(t) \cdot s] + (v_1(t) - v_2(t)) \cdot [R_{R12}]
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 6.8}$$

$$\begin{aligned}
 \eta_2(t)f_{exc2}(t) - F_{PTO}(t) &= v_2(t) \cdot [R_{rad2}(t) + M_2(t) \cdot s + m_2 \cdot s + K_{drag}] \\
 &+ v_1(t) \cdot [R_{rad12}(t) + M_{12}(t) \cdot s] + (v_1(t) - v_2(t)) \cdot [R_{R12}]
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 6.9}$$

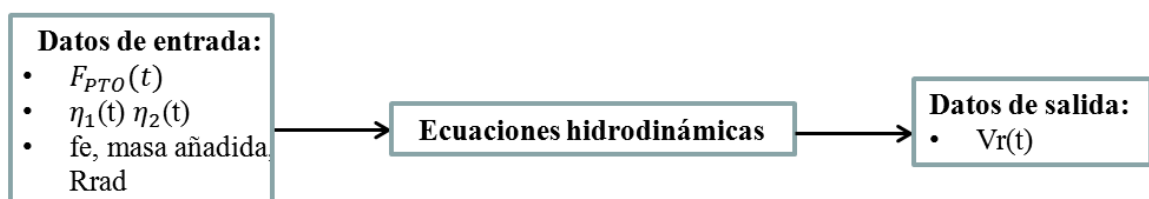


Fig. 6.4 Diagrama de flujo del bloque que resuelve las ecuaciones hidrodinámicas en el tiempo

A la hora de resolver las ecuaciones en el tiempo, hay que tener en cuenta que la fuerza de excitación ($f_{exc}(t)$) es *no causal*.

Un sistema no causal es aquel que es anticipativo, esto es, que las salidas no dependen de las entradas presentes ni pasadas sino de las futuras. Todos los sistemas en tiempo real deben ser causales, ya que no pueden tener salidas futuras disponibles.

La no causalidad de este sistema lineal viene del hecho de que la elección de la entrada no es la causa de la salida: la elevación de la ola no es la causa directa de esta fuerza, la causa real de la salida así como de la entrada podría ser una tormenta distante. Esto significa que la ola incidente podría golpear el cuerpo y ejercer una fuerza antes de que la ola alcance el punto de referencia que convenientemente ha sido elegido para el sistema oscilante.

La no causalidad implica que $\omega(t) \neq 0$ para $t < 0$. Esto quiere decir que para tener un conocimiento de la fuerza de excitación en el instante actual $f_{exc}(t)$ es necesario tener algún conocimiento futuro de la elevación de la ola incidente en el punto de referencia.

La consecuencia de todo esto es que la respuesta al impulso de la fuerza de excitación puede tener valores negativos.

La solución que se tomó fue adelantar la respuesta de la fuerza de excitación un determinado tiempo t_c .

Por otro lado, como la impedancia de radiación y la fuerza de excitación dependen de la frecuencia y deben ser implementadas en el dominio del tiempo, serán modeladas con sus respectivos **espacios de estados** cuyas expresiones se muestran en (Ec. 6.10, (Ec. 6.11).

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} f_{e,1}(t - t_c) \\ \vdots \\ f_{e,n-1}(t - t_c) \\ Fe(t - t_c) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{fe_{11}} & \cdots & a_{fe_{1n}} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{fe_{n1}} & \cdots & a_{fe_{nn}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_{e,1}(t - t_c) \\ \vdots \\ f_{e,n-1}(t - t_c) \\ Fe \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{fe_1} \\ \vdots \\ b_{fe_n} \end{bmatrix} \cdot \eta(t - t_c) \quad (Ec. 6.10)$$

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \\ s(t) \\ v(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{z_{11}} & \cdots & a_{z_{11}} & 0 & b_{z_1} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{z_{n1}} & \cdots & a_{z_{n1}} & 0 & b_{z_n} \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \cdots & -1 & -S & -R \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \\ s(t) \\ v(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \cdot (F_e - F_m) \quad (Ec. 6.11)$$

Donde $a_{fe_{ij}}$ y b_{fe_i} son los coeficientes del espacio de estados de la fuerza de excitación, y $f_{e,i}$ las variables del espacio de estados. De la misma manera, $a_{z_{ij}}$, b_{z_i} y x_i son los coeficientes y variables respectivamente del espacio de estados de la impedancia de radiación. Estos coeficientes se han implementado en un bloque en *Simulink* que calcula el espacio de estados como se puede ver en la figura [Fig. 6.5].

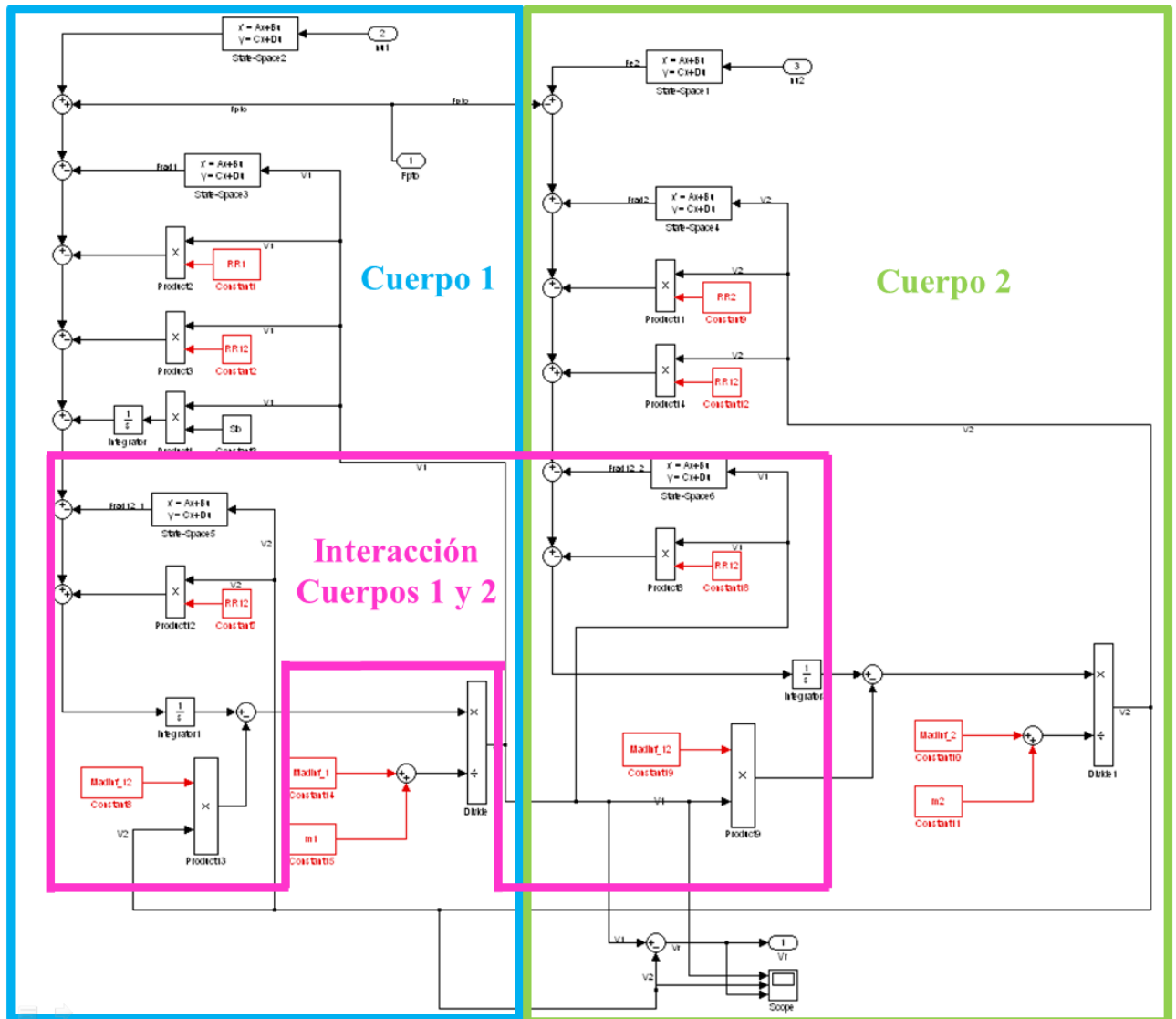


Fig. 6.5 Bloque del modelo en Simulink del absorbidor en el dominio del tiempo

7. Diseño del modelodel sistema del absorbedor con turbina

Resulta conveniente puntualizar la mayor complejidad de esta segunda variante por la especial dificultad de la modelación de la turbina. Ya que no existen turbinas diseñadas para la aplicación para la que se va a utilizar, por lo que se utilizarán turbinas similares.

El modelo del sistema con turbina se va a realizar aprovechando el desarrollado para el sistema con pistón ya que ambas comparten la misma envolvente y parte de los principios físicos en los que se basa la extracción de energía.

Los pasos a seguir en el desarrollo del modelo del sistema con turbina son los siguientes:

- Planteamiento de las ecuaciones del estrechamiento y conversión al modelo eléctrico equivalente.
- Integración de las mismas en el modelo hidrodinámico del sistema con pistón realizando las correspondientes consideraciones.
- Elección de la turbina y modelación de su comportamiento.
- Acoplamiento del modelo del absorbedor con la turbina.

7.1. Composición y funcionamiento del sistema con turbina

Al igual que ocurría con el absorbedor con pistón, el presente modelo se basa en el funcionamiento del conocido absorbedor puntual de dos cuerpos oscilantes *IPS buoy*. En este caso el absorbedor basa su funcionamiento en el mismo movimiento de la boya junto con el tubo respecto de la columna de agua que fluye dentro de él, pero incorporando un estrechamiento en el centro de tubo a modo de tubo de aceleración y cambiando el pistón como mecanismo que recoge el movimiento relativo entre los dos cuerpos por una turbina alojada en el mismo. El hecho de cambiar el pistón por una turbina supone tres cambios fundamentales:

- La extracción de potencia no se basa en la fuerza axial que produce el movimiento relativo entre los dos cuerpos, sino en el par que genera el agua sobre los álabes de la misma.
- La definición de los dos cuerpos que componen el absorbedor cambia sustancialmente.
- El mecanismo de extracción de potencia (*PTO*) deberá ser un generador rotativo en vez de lineal.

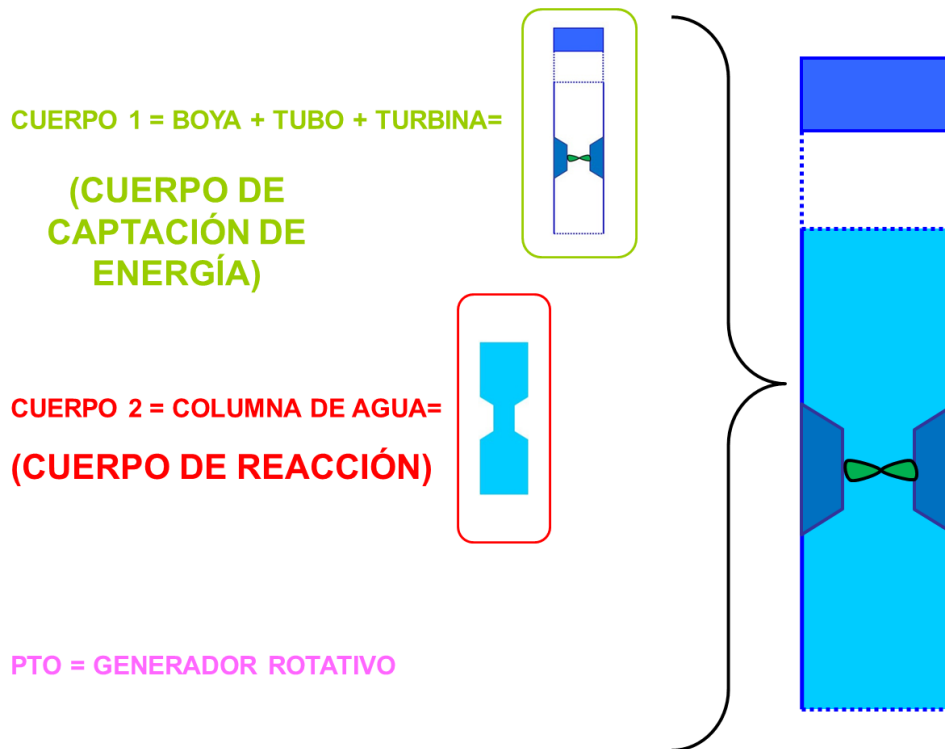


Fig. 7.1 Cuerpos que componen el sistema del absorbedor con turbina

En el esquema de la definición de los cuerpos del sistema con turbina [Fig. 7.1] se aprecia el cambio de los cuerpos flotante y de reacción que se ha mencionado con anterioridad. El mayor cambio que supone esta variante en cuanto a movimiento de los cuerpos es que en este caso la turbina no se moverá con respecto a la boya y el tubo como ocurría en el caso del pistón, sino que se mueve solidariamente a los mismos en lo que a movimiento vertical se refiere, por lo que los tres compondrán el cuerpo 1. Por lo tanto, el cuerpo de reacción será únicamente la columna de agua que atraviesa el tubo y se acelera en el estrechamiento. El hecho de que la columna de agua no forme parte del mismo cuerpo que la turbina significa que el agua atravesará la turbina transmitiéndole energía desarrollando un par en la misma.

En lo referente al movimiento relativo entre los dos cuerpos, el comportamiento del absorbedor se asemeja al del sistema con pistón, ya que se buscará igualmente un movimiento sinusoidal de los dos con un desfase de 180° que haga coincidir el máximo de uno con el mínimo del otro, lo que supondrá el máximo desplazamiento relativo entre ambos. En este caso este movimiento relativo no busca obtener la máxima fuerza axial de reacción entre ambos, sino que el caudal que atraviesa la turbina sea lo mayor posible (que es la misma razón por la que se ha incorporado un estrechamiento en el centro del tubo), para obtener así el máximo par en la misma, que es proporcional al caudal como se verá más adelante. Esta maximización del par sobre la turbina supone maximizar directamente la potencia extraída por la misma.

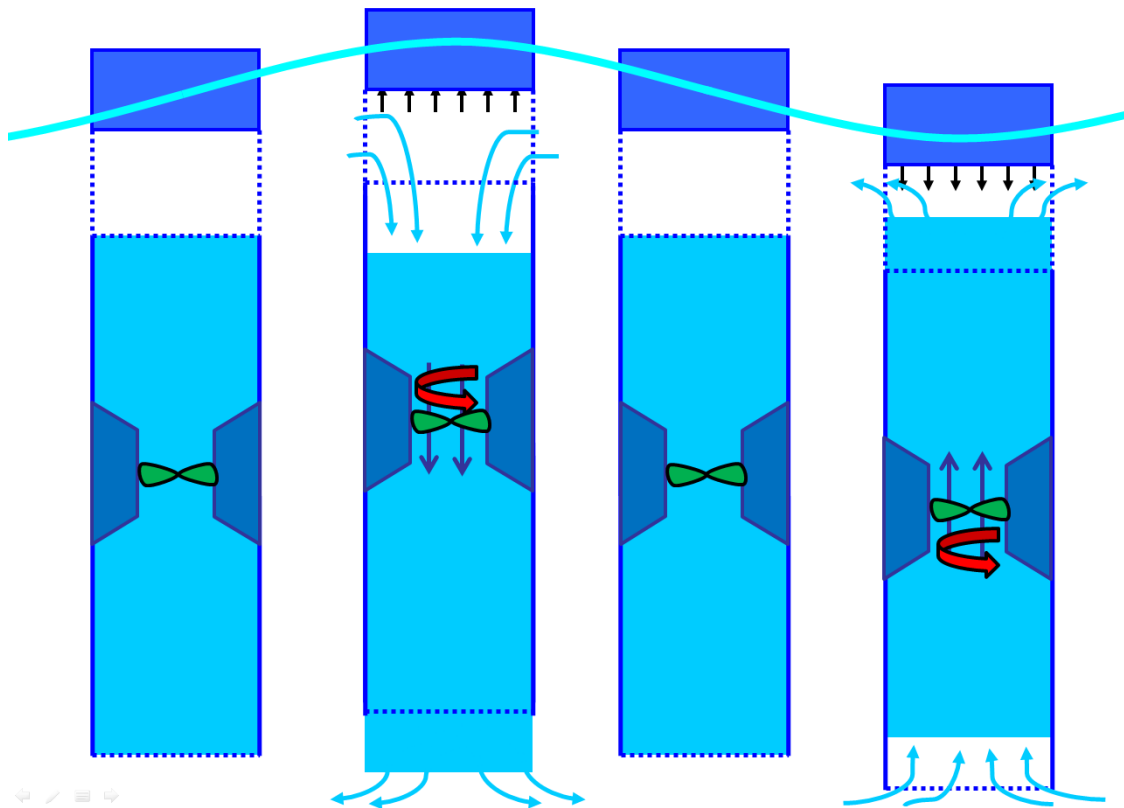


Fig. 7.2 Funcionamiento del sistema de absorbedor con turbina

En el esquema [Fig. 7.2] se aprecia el movimiento relativo entre la columna de agua con el sistema boya-tubo-turbina. Se puede ver que el agua entrará en la turbina tanto desde arriba como desde abajo, pero el sentido de giro de la misma deberá ser siempre igual como se explicará en apartados posteriores.

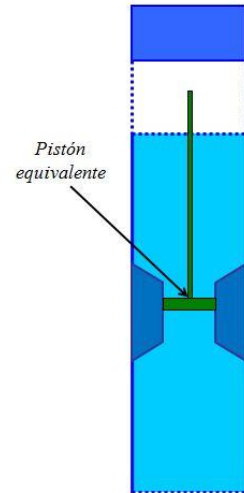
A la hora de diseñar el modelo que describe el comportamiento de este sistema de absorbedor con turbina, se ha decidido crear dos modelos por separado:

- **Modelo hidrodinámico equivalente al del sistema con pistón** se han aprovechado las semejanzas existentes entre ambos sistemas sustituyendo la turbina por un “pistón equivalente” e introduciendo los efectos del estrechamiento en el tubo.
- **Modelo de la turbina.** Se ha decidido realizar esta separación entre el absorbedor y la turbina porque la turbina no extrae potencia de la fuerza axial que se produce sobre ella, sino del par que se desarrolla en sus álabes con el paso de agua a través de ella. Por eso este modelo de absorbedor equivalente se ha planteado con la idea de hallar la fuerza axial que se produce sobre la misma para utilizarla como dato de entrada en el modelo de la turbina donde se buscará la relación entre esta fuerza axial y el par en el eje de la misma.

7.2. Modelo hidrodinámico del absorbedor equivalente con estrechamiento

Aprovechando el modelo que se realizó del sistema con pistón a continuación se van a describir los cambios que fue necesario realizar antes de plantear el nuevo modelo equivalente.

Para la correcta adaptación de un modelo a otro, se define el *pistón equivalente*, que es un elemento a través del cual se puede evaluar la fuerza axial que se produce en el área transversal de la columna de agua, por lo que este pistón equivalente se moverá con ella formando ambos el cuerpo de reacción, al igual que ocurriría en el sistema con pistón. Se consideró conveniente suponer que el pistón equivalente sólo se movería en la zona del estrechamiento.



7.2.1. Modelación del estrechamiento

7.2.1.1. Definición de los parámetros del estrechamiento

La principal diferencia entre ambos sistemas sin tener en cuenta la turbina, es el estrechamiento que se introdujo en el tubo sumergido. Para incorporarlo en el modelo, primero es necesario exponer los parámetros que dejan definidas completamente la posición y forma de este estrechamiento.

Los parámetros que aparecen en la figura [Fig. 7.3] se definen de la siguiente manera:

- A_1 = área transversal del tubo que aloja la turbina
- A_2 = área transversal del tubo principal
- $A(\xi)$ = área transversal del tronco cónico en la transición del estrechamiento
- b_1 = longitud del tubo estrechado
- b_2 = longitud del tronco cónico del estrechamiento
- b_3 = longitud del extremo inferior del estrechamiento al extremo inferior del tubo
- b_4 = longitud del extremo superior del estrechamiento al extremo superior del tubo
- L = longitud total del tubo principal
- ξ = distancia desde el extremo inferior del tubo al punto que se va a evaluar

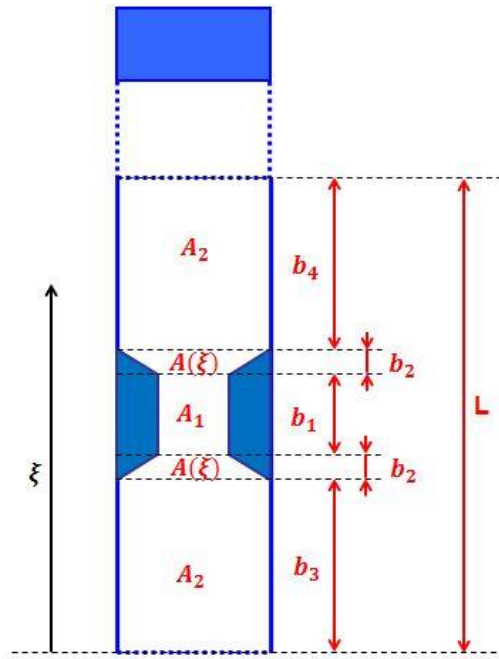


Fig. 7.3 Dimensiones y posición del estrechamiento del tubo

7.2.1.2. Desarrollo de las ecuaciones del estrechamiento

A partir de ahora se va a estudiar el flujo dentro del tubo cuya longitud total es L suponiendo que es unidireccional. La posición de las secciones del tubo está definida por la coordenada vertical ξ (con $\xi=0$ en la parte inferior del mismo). El pistón equivalente se puede mover dentro del tubo en la parte central que tiene como área A_1 , y donde se cumple (Ec. 7.1).

$$b_2 + b_3 \leq \xi \leq b_1 + b_2 + b_3.$$

(Ec. 7.1)

El área transversal en las que el tubo no tiene estrechamiento, de longitudes b_3 y b_4 respectivamente quedarán definidas con un coeficiente de estrechamiento de la siguiente manera (Ec. 7.3).

$$A_2 = \alpha^2 A_1; (\alpha \geq 1).$$

(Ec. 7.2)

Las transiciones del estrechamiento tienen forma troncocónica de área $A(\xi)$. Si $\alpha > 1$, se producirá una fuerza axial sobre el tubo que es resultado de la distribución de presiones en las paredes cónicas.

La masa añadida de la columna oscilante de agua contenida en el tubo abierto, de radio r será $\rho \pi r^2$. La introducción de la masa añadida en un modelo teórico que asume que el flujo dentro del tubo es unidireccional permite asumir las siguientes suposiciones: El fluido que se encuentra en el interior del tubo y cerca de las paredes es uniforme, y el flujo que está fuera del tubo rodeándolo no se ve afectado por el movimiento del mismo.

7.2.1.2.1. Efecto del estrechamiento sobre el pistón equivalente

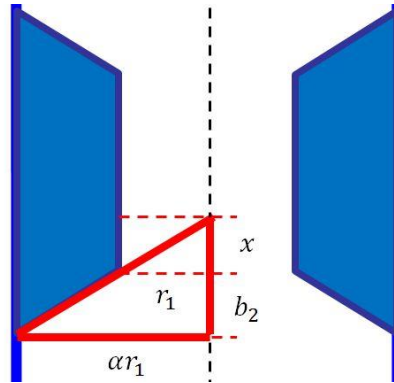
Tomando un sistema de referencia fijo, el sistema boya-tubo se mueve en el eje vertical con velocidad $W(t)$ (positiva cuando se mueve hacia arriba), donde t es el tiempo. Es importante destacar que la velocidad del agua dentro del tubo no es estacionaria desde cualquier sistema de referencia. En este análisis se va a tomar un sistema de referencia no inercial fijado en el par boya-tubo. Con esta referencia, la velocidad del pistón equivalente es $V(t)$ y la velocidad unidimensional del fluido en la sección ξ de área $A(\xi)$ es (Ec. 7.3).

$$v(\xi, t) = \frac{A_1}{A(\xi)} V(t) \quad (\text{Ec. 7.3})$$

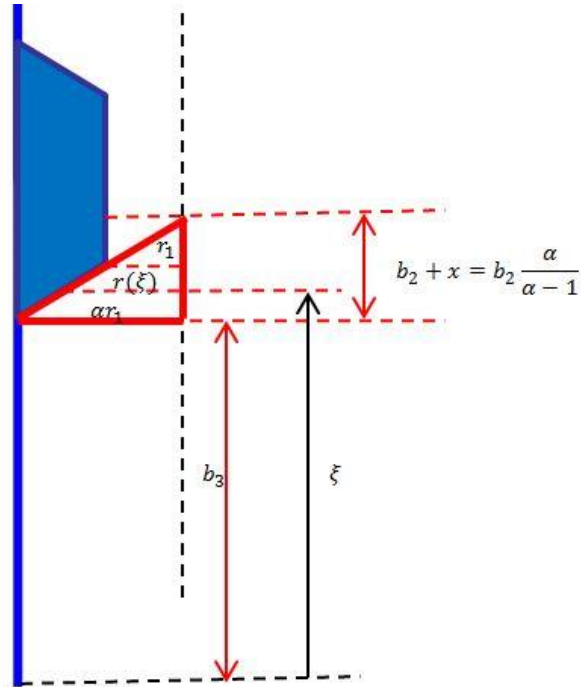
A continuación se va a desarrollar la expresión $\frac{A_1}{A(\xi)}$ en las transiciones troncocónicas superior e inferior en función de los parámetros definidos para el estrechamiento:

$$A_2 = \alpha^2 A_1 \rightarrow r_2 = \alpha r_1 \quad (\text{Ec. 7.4})$$

El siguiente paso es encontrar la relación entre los parámetros en el área del troncocónico a través de relaciones trigonométricas. Se obtiene el valor de x en (Ec. 7.5), y la expresión del radio en el estrechamiento queda de la siguiente manera (Ec. 7.6).



$$\begin{aligned} \alpha r_1 &\rightarrow b_2 + x \\ r_1 &\rightarrow x \\ x &= \frac{r_1(b_2 + x)}{\alpha r_1} = \frac{b_2}{\alpha} + \frac{x}{\alpha} \rightarrow x \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) = \frac{b_2}{\alpha} \rightarrow x = \frac{b_2}{\alpha - 1} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 7.5})$$



$$\begin{aligned}\alpha r_1 &\rightarrow b_2 \frac{\alpha}{\alpha - 1} \\ r(\xi) &\rightarrow b_2 \frac{\alpha}{\alpha - 1} - (\xi - b_3) \\ r(\xi) &= \frac{\alpha r_1 (b_2 \frac{\alpha}{\alpha - 1} - \xi + b_3)}{b_2 \frac{\alpha}{\alpha - 1}} = \frac{r_1 (\alpha - 1) b_2 \frac{\alpha}{\alpha - 1}}{b_2} + \frac{r_1 (\alpha - 1) (b_3 - \xi)}{b_2} \\ &= r_1 \left(\alpha + \frac{(\alpha - 1) (b_3 - \xi)}{b_2} \right)\end{aligned}$$

(Ec. 7.6)

Con lo que se obtiene la siguiente expresión para el troncocónico inferior que queda (Ec. 7.7).

$$\frac{A_1}{A(\xi)} = \frac{r_1^2}{r(\xi)^2} = \left(\alpha + \frac{(\alpha - 1) (b_3 - \xi)}{b_2} \right)^{-2}$$

(Ec. 7.7)

En el caso de la transición troncocónica superior el desarrollo es el mismo excepto en la parte de la definición de la posición del área transversal de radio $r(\xi)$, ya que en lugar de tener una distancia hasta el extremo del estrechamiento de $\xi - b_3$ será de $\xi - b_3 - b_1 - b_2$, lo que da lugar a la expresión (Ec. 7.8).

$$\frac{A_1}{A(\xi)} = \frac{r_1^2}{r(\xi)^2} = \left(1 + \frac{(\alpha - 1)(\xi - b_1 - b_2 - b_3)}{b_2}\right)^{-2}$$

(Ec. 7.8)

En lo que sigue, se asume que el pistón equivalente tiene un espesor y una masa despreciables, lo que es igual a suponer que su espesor no es cero y su densidad es igual a la del agua. Como el tubo está totalmente sumergido, la fuerza neta en el pistón no se ve afectada por la gravedad, por lo que también se ha ignorado la aceleración de la misma. Se denotará como P_0 a la presión uniforme del agua alejada de los límites del tubo y que no se ve afectada por el movimiento del mismo. Por otra parte, la posición instantánea del pistón equivalente será $\xi = z$ (asumiendo espesor despreciable).

A continuación se aplicará la ecuación de Bernoulli para flujo **no estacionario** suponiendo un punto de agua de la columna de agua que está en la parte inferior del tubo de área A_2 y que se mueve hacia arriba. Como se ha tomado el sistema de referencia no inercial en el tubo, la velocidad de la partícula de agua será la suma de la velocidad del tubo y la de la columna de agua. Se va a estudiar el caso en el que la partícula de agua entre en la zona de transición del estrechamiento (área $A(\xi)$), lo que supone que su velocidad en esta zona no dependerá sólo del tiempo sino también de la altura.

Las condiciones en los dos instantes de tiempo en los que se va a aplicar la ecuación de Bernoulli son las siguientes (Ec. 7.9), (Ec. 7.10).

- **Punto 1:** $t = t; z = 0$

$$v(0, t) = V_1(t) \frac{A_1}{A_2}$$

(Ec. 7.9)

- **Punto 2:** $t = t + \Delta t; z = z$

$$v(z, t + \Delta t) = V_1(t + \Delta t) \frac{A_1}{A(z)}$$

(Ec. 7.10)

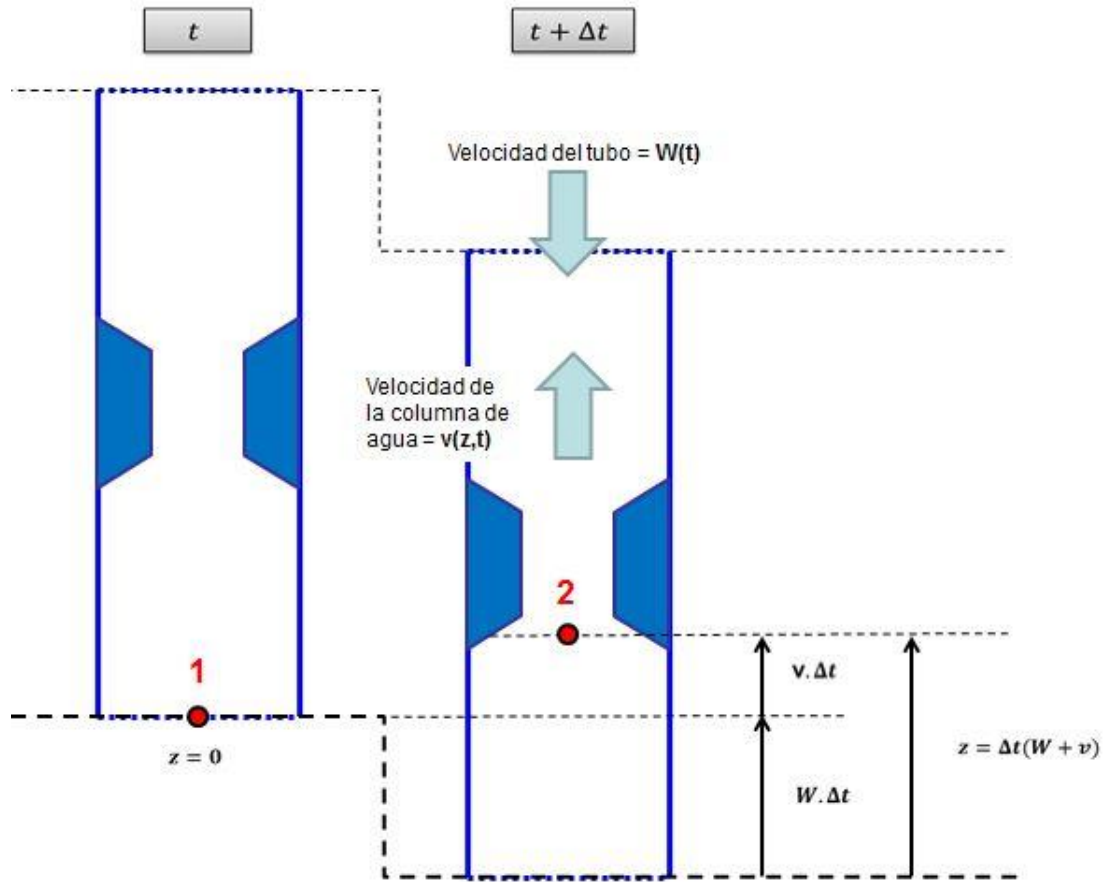


Fig. 7.4 Evolución del movimiento de una partícula de la columna de agua en el tiempo

Aplicando Bernoulli para flujo no estacionario entre los puntos 1 y 2 queda (Ec. 7.12).

$$P_0 + \frac{\rho}{2} V_1^2(t) \frac{A_1^2}{A_2^2} = P(\xi, t) + \frac{\rho}{2} V_1^2(t) \frac{A_1^2}{A(\xi)^2} + \rho \xi \frac{dW}{dt} + \rho \int_0^\xi \frac{\delta v(\xi, t)}{\delta t} d\xi \quad (\text{Ec. 7.11})$$

$$P(\xi, t) = P_0 + \frac{\rho}{2} V_1(t)^2 \left(\frac{A_1^2}{A_2^2} - \frac{A_1^2}{A(\xi)^2} \right) - \rho \xi \frac{dW(t)}{dt} - \rho \int_0^\xi \frac{\delta v(\xi, t)}{\delta t} d\xi \quad (\text{Ec. 7.12})$$

A continuación se va a resolver la integral $\rho \int_0^\xi \frac{\delta v(\xi, t)}{\delta t} d\xi$ para la zona inferior y $\rho \int_\xi^L \frac{\delta v(\xi, t)}{\delta t} d\xi$ para la zona superior del pistón:

- Parte inferior:

$$\begin{aligned} -\rho \int_0^\xi \frac{\delta v(\xi, t)}{\delta t} d\xi &= -\rho \int_0^\xi \frac{A_1}{A(\xi)} \frac{dV(t)}{dt} d\xi \\ &= -\rho \frac{dV(t)}{dt} \left[\int_0^{b_3} \frac{A_1}{A(\xi)} d\xi + \int_{b_3}^{b_3+b_2} \frac{A_1}{A(\xi)} d\xi + \int_{b_3+b_2}^\xi \frac{A_1}{A_1} d\xi \right] \end{aligned}$$

(Ec. 7.13)

Utilizando la expresión de $\frac{A_1}{A(\xi)}$ que se ha desarrollado antes en función de los parámetros dimensionales se obtiene (Ec. 7.14).

$$-\rho \int_0^\xi \frac{\delta v(\xi, t)}{\delta t} d\xi = -\rho \frac{dV(t)}{dt} \left(\frac{b_3}{\alpha^2} + \xi - b_3 - b_2 + \frac{b_2}{\alpha} \right)$$

(Ec. 7.14)

- Parte superior:

$$\begin{aligned} -\rho \int_\xi^L \frac{\delta v(\xi, t)}{\delta t} d\xi &= -\rho \frac{dV(t)}{dt} \int_\xi^L \frac{A_1}{A(\xi)} d\xi \\ &= -\rho \frac{dV(t)}{dt} \left[\int_\xi^{b_1+b_2+b_3} d\xi + \int_{b_1+b_2+b_3}^{b_1+2b_2+b_3} \frac{A_1}{A(\xi)} d\xi + \int_{b_1+2b_2+b_3}^L \frac{A_1}{A_2} d\xi \right] \end{aligned}$$

(Ec. 7.15)

Haciendo lo propio con la expresión de $\frac{A_1}{A(\xi)}$ para la parte superior que se ha desarrollado con anterioridad se obtiene (Ec. 7.16).

$$\begin{aligned} -\rho \int_\xi^L \frac{\delta v(\xi, t)}{\delta t} d\xi &= -\rho \frac{dV(t)}{dt} \left(b_1 + b_2 + b_3 - \xi + \frac{b_2}{\alpha} + \frac{L - b_1 - 2b_2 - b_3}{\alpha^2} \right) \\ &= -\rho \frac{dV(t)}{dt} \left(b_1 + b_2 + b_3 - \xi + \frac{b_2}{\alpha} + \frac{b_4}{\alpha^2} \right) \end{aligned}$$

(Ec. 7.16)

Por lo tanto, las expresiones de P(z,t) quedan de la siguiente manera (Ec. 7.17), (Ec. 7.18).

- Parte inferior:

$$P(\xi, t) = P_0 + \frac{\rho}{2} V_1(t)^2 \left(\frac{A_1^2}{A_2^2} - \frac{A_1^2}{A(\xi)^2} \right) - \rho \xi \frac{dW(t)}{dt} - \rho \frac{dV(t)}{dt} \left(\frac{b_3}{\alpha^2} + \xi - b_3 - b_2 + \frac{b_2}{\alpha} \right) \quad (\text{Ec. 7.17})$$

- Parte superior:

$$P(\xi, t) = P_0 + \frac{\rho}{2} V_1(t)^2 \left(\frac{A_1^2}{A_2^2} - \frac{A_1^2}{A(\xi)^2} \right) - \rho(L - \xi) \frac{dW(t)}{dt} - \rho \frac{dV(t)}{dt} \left(b_1 + b_2 + b_3 - \xi + \frac{b_2}{\alpha} + \frac{b_4}{\alpha^2} \right) \quad (\text{Ec. 7.18})$$

Para hallar la fuerza axial que se produce sobre el pistón ($\xi = z$), se utilizará la expresión de la presión que se produce en la cara inferior y superior (Ec. 7.19). De lo que se obtiene (Ec. 7.20).

$$F_{\text{pistón}}(t) = A_1 \Delta P(t) = A_1 [P(z^-, t) - P(z^+, t)] \quad (\text{Ec. 7.19})$$

$$F_{\text{pistón}}(t) = A_1 \left[-\frac{dW(t)}{dt} [\rho(z + L - z)] - \frac{dV(t)}{dt} \left[\rho \left(\frac{b_3}{\alpha^2} + z - b_3 - b_2 + \frac{b_2}{\alpha} + b_1 + b_2 + b_3 - z + \frac{b_2}{\alpha} + \frac{b_4}{\alpha^2} \right) \right] \right]$$

$$F_{\text{pistón}}(t) = -\frac{dW(t)}{dt} A_1 \rho L - \frac{dV(t)}{dt} A_1 \rho [b_1 + \alpha^{-2}(b_3 + b_4) + 2b_2 \alpha^{-1}] \quad (\text{Ec. 7.20})$$

Teniendo en cuenta el sistema de conversión de las ecuaciones a parámetros del circuito equivalente, se puede ver que una constante multiplicada por la derivada de la velocidad equivaldría a un término inductivo. Por lo tanto se obtienen dos nuevos parámetros inductivos (cada uno multiplicando a la aceleración de cada uno de los cuerpos) que modelan el efecto que tiene el estrechamiento sobre el pistón equivalente y que quedan definidos como (Ec. 7.21), (Ec. 7.22).

$$M_w = A_1 \rho L$$

(Ec. 7.21)

$$M_V = A_1 \rho [b_1 + \alpha^{-2}(b_3 + b_4) + 2b_2 \alpha^{-1}]$$

(Ec. 7.22)

El sentido físico de tener dos términos inductivos es que cada uno representa el efecto del estrechamiento en cada uno de los cuerpos que componen el absorbedor.

7.2.1.2.2. Efecto del estrechamiento sobre el tubo

La fuerza total que produce la columna de agua sobre las paredes internas de las dos partes troncocónicas del estrechamiento será la que queda expresada como (Ec. 7.23). Desarrollando cada uno de los términos en función de los parámetros dimensionales se tiene (Ec. 7.24), (Ec. 7.25), (Ec. 7.26) y (Ec. 7.27).

$$F_{\text{estrechamiento}} = \int_{b_3}^{b_2+b_3} p_{inf}(\xi, t) \frac{dA_{inf}(\xi)}{d\xi} d\xi - \int_{L-b_4-b_2}^{L-b_4} p_{sup}(\xi, t) \frac{dA_{sup}(\xi)}{d\xi} d\xi$$

(Ec. 7.23)

- $$p_{inf}(\xi, t) = P_0 + \rho \frac{V(t)^2}{2} \left[\alpha^{-4} - \frac{b_2^4}{(\alpha b_2 + (\alpha - 1)(b_3 - \xi))^4} \right] - \rho \xi \frac{dW(t)}{dt} - \rho \frac{dV(t)}{dt} \left[\frac{b_3}{\alpha^2} + \frac{b_2(\xi - b_3)}{\alpha(b_2\alpha - b_3 + \alpha b_3 + \xi - \alpha\xi)} \right]$$

(Ec. 7.24)

- $$p_{sup}(\xi, t) = P_0 + \rho \frac{V(t)^2}{2} \left[\alpha^{-4} - \frac{b_2^4}{(b_2 + (\alpha - 1)(\xi - b_1 - b_2 - b_3))^4} \right] + \rho(L - \xi) \frac{dW(t)}{dt} + \rho \frac{dV(t)}{dt} \left[\frac{b_4}{\alpha^2} + \frac{b_2(\xi + L)}{\alpha b_2 + \alpha(\alpha - 1)(\xi - L + b_2)} \right]$$

(Ec. 7.25)

- $$\frac{dA_{inf}(\xi)}{d\xi} d\xi = \frac{A_1}{A_2} 2[\alpha b_2 - (\alpha - 1)\xi + (\alpha - 1)b_3](1 - \alpha)d\xi$$

(Ec. 7.26)

- $$\frac{dA_{sup}(\xi)}{d\xi} d\xi = \frac{A_1}{b_2^2} 2[b_2 + (\alpha - 1)\xi + (\alpha - 1)(-b_1 - b_2 - b_3)](1 - \alpha)d\xi$$

(Ec. 7.27)

Desarrollando las expresiones y resolviendo las integrales, si se escribe la fuerza de esta manera (Ec. 7.28), obtenemos los parámetros de inductancia que modelan el efecto del estrechamiento sobre el tubo (Ec. 7.29) (Ec. 7.30).

$$f_{pared}(t) = -m_w \frac{dW}{dt} - m_v \frac{dV}{dt}$$

(Ec. 7.28)

$$m_w = \rho A_1 \left[(\alpha^2 + \alpha - 2) \frac{2b_2}{3} + (\alpha^2 - 1)(b_3 + b_4) \right]$$

(Ec. 7.29)

$$m_v = \rho A_1 [2(1 - \alpha^{-1})b_2 + (1 - \alpha^{-2})(b_3 + b_4)]$$

(Ec. 7.30)

7.2.2. Planteamiento de las ecuaciones

Como el modelo hidrodinámico de este sistema equivalente es una adaptación del modelo del sistema con pistón se asumieron las mismas simplificaciones y suposiciones que se hicieron en el apartado del modelo con pistón añadiéndoles las suposiciones que se hicieron para modelar el estrechamiento en el tubo.

En lo referente a la obtención de los coeficientes hidrodinámicos también se hallarán con el mismo código que se empleó para el primer sistema y que ha sido explicado con anterioridad en el presente documento.

Por lo tanto, teniendo en cuenta que los primeros pasos del diseño del modelo fueron iguales que en el apartado anterior, el siguiente paso es plantear las ecuaciones que modelan el comportamiento de los dos cuerpos.

Antes de añadir los efectos del estrechamiento en las ecuaciones del modelo hidrodinámico es necesario pasar las velocidades que se utilizan para hallar los términos inductivos del estrechamiento a un sistema de referencia fijo. Por lo tanto, teniendo en cuenta que se había definido la velocidad del tubo ($W(t)$) desde un sistema fijo, y la de la columna de agua ($V(t)$) con un sistema fijado en el tubo, adecuando estas velocidades a las definidas en el modelo del sistema con pistón se obtiene (Ec. 7.31). Por lo tanto, teniendo en cuenta que la expresión de las fuerzas sobre el pistón equivalente y sobre la pared troncocónica del tubo son (Ec. 7.32) y (Ec. 7.33). Se obtuvieron las expresiones (Ec. 7.34) y (Ec. 7.35) cambiando el sistema de referencia.

$$W = v_1$$

$$V = v_1 - v_2$$

(Ec. 7.31)

$$F_{pistón} = j\omega M_w \cdot W + j\omega M_v \cdot V$$

(Ec. 7.32)

$$F_{pared} = j\omega m_w \cdot W + j\omega m_v \cdot V$$

(Ec. 7.33)

$$F_{pistón} = j\omega M_w \cdot v_1 + j\omega M_v \cdot (v_1 - v_2)$$

(Ec. 7.34)

$$F_{pared} = j\omega m_w \cdot v_1 + j\omega m_v \cdot (v_1 - v_2)$$

(Ec. 7.35)

A continuación se procederá a desarrollar las ecuaciones hidrodinámicas del modelo del sistema con pistón equivalente y estrechamiento.

- **Boya (1):**

Aplicación de la segunda ley de Newton se obtiene (Ec. 7.36). Sustituyendo las fuerzas por sus expresiones quedarán de la forma (Ec. 7.37), que expresada en el dominio de la frecuencia da lugar a (Ec. 7.38).

$$\sum_1 F_1 = m_1 \cdot a_1$$

$$F_{exc1} + F_{PTO} + F_{arq} - F_{rad1} - F_{R1} - F_{pared} = m \cdot a$$

$$F_{exc1} + F_{PTO} + F_{arq} = F_{rad1} + F_{R1} + F_{pared} = m \cdot a$$

(Ec. 7.36)

$$\frac{H}{2} f_{exc1}(w) + F_{PTO} + S_1 \cdot s_1(w)$$

$$= R_{rad1}(w) \cdot v_1(w) + M_1(w) \cdot a_1(w) + R_{rad12}(w) \cdot v_2$$

$$+ M_{12}(w) \cdot a_2(w) + R_{R12}(v_1(w) - v_2(w)) + (m_w$$

$$+ M_w) \cdot a_1(w) + (m_v + M_v) \cdot (a_1(w) - a_2(w)) + m_1 \cdot a_1(w)$$

(Ec. 7.37)

$$\frac{H}{2} f_{exc1}(w) + F_{PTO} + S_1 \cdot \frac{v_1(w)}{w} \cdot j$$

$$= R_{rad1}(w) \cdot v_1(w) + M_1(w) \cdot v_1(w) \cdot w \cdot j + R_{rad12}(w) \cdot v_2$$

$$+ M_{12}(w) \cdot v_2(w) \cdot w \cdot j + R_{R12}(v_1(w) - v_2(w)) + (m_w$$

$$+ M_w) \cdot v_1(w) \cdot w \cdot j + (m_v + M_v) \cdot (v_1(w) - v_2(w)) \cdot w \cdot j$$

$$+ m_1 \cdot v_1(w) \cdot w \cdot j$$

(Ec. 7.38)

- **Pistón equivalente (2):**

Aplicación de la segunda ley de Newton se obtiene (Ec. 7.39). Sustituyendo las fuerzas por sus expresiones la ecuación queda de la siguiente manera (Ec. 7.40). Y expresada en el dominio de la frecuencia se obtiene (Ec. 7.41).

$$\sum_2 F_2 = m_2 \cdot a_2$$

$$F_{exc2} - F_{PTO} - F_{rad2} - F_{R2} - F_{drag} - F_{pistón} = m \cdot a$$

$$F_{exc2} - F_{PTO} = F_{rad2} + F_{R2} + m \cdot a + F_{drag} + F_{pistón}$$

(Ec. 7.39)

$$\begin{aligned} \frac{H}{2} f_{exc2}(w) - F_{PTO} &= R_{rad2}(w) \cdot v_2(w) + M_2(w) \cdot a_2(w) + R_{rad12}(w) \cdot v_1(w) \\ &+ M_{12}(w) \cdot a_1(w) + R_{R12}(v_2(w) - v_1(w)) + m_2 \cdot a_2(w) \\ &+ K_{drag} \cdot v_2(w) + (m_v + M_v) \cdot (a_1(w) - a_2(w)) \end{aligned} \quad (Ec. 7.40)$$

$$\begin{aligned} \frac{H}{2} f_{exc2}(w) - F_{PTO} &= R_{rad2}(w) \cdot v_2(w) + M_2(w) \cdot v_2(w) \cdot w \cdot j + R_{rad12}(w) \cdot v_1 \\ &+ M_{12}(w) \cdot v_1(w) \cdot w \cdot j + R_{R12}(v_2(w) - v_1(w)) + m_2 \cdot v_2(w) \cdot w \cdot j \\ &+ K_{drag} \cdot v_2(w) + (m_v + M_v) \cdot (v_1(w) - v_2(w)) \cdot w \cdot j \end{aligned} \quad (Ec. 7.41)$$

Reagrupando términos se obtiene el siguiente resumen de ecuaciones (Ec. 7.42), (Ec. 7.43).

- **Boya:**

$$\begin{aligned} \frac{H}{2} f_{exc1}(w) + F_{PTO} &= v_1(w) \cdot \left[R_{rad1}(w) + M_1(w) \cdot w \cdot j + m_1 \cdot w \cdot j - S_1 \frac{1}{w} \cdot j \right. \\ &+ (m_w + M_w) \cdot w \cdot j \left. \right] + v_2(w) \cdot [R_{rad12}(w) + M_{12}(w) \cdot w \cdot j] \\ &+ (v_1(w) - v_2(w)) \cdot [R_{R12} + (m_v + M_v) \cdot w \cdot j] \end{aligned} \quad (Ec. 7.42)$$

- **Pistón equivalente:**

$$\begin{aligned} \frac{H}{2} f_{exc2}(w) - F_{PTO} &= v_2(w) \cdot [R_{rad2}(w) + M_2(w) \cdot w \cdot j + m_2 \cdot w \cdot j + K_{drag}] \\ &+ v_1(w) \cdot [R_{rad12}(w) + M_{12}(w) \cdot w \cdot j] \\ &+ (v_1(w) - v_2(w)) \cdot [R_{R12} + (m_v + M_v) \cdot w \cdot j] \end{aligned} \quad (Ec. 7.43)$$

7.2.3. Circuito equivalente

A partir del método de conversión a circuito equivalente que se empleó para modelar el absorbedor con pistón, y con la misma nomenclatura que se determinó para el mismo, se obtiene el siguiente circuito equivalente [Fig. 7.5].

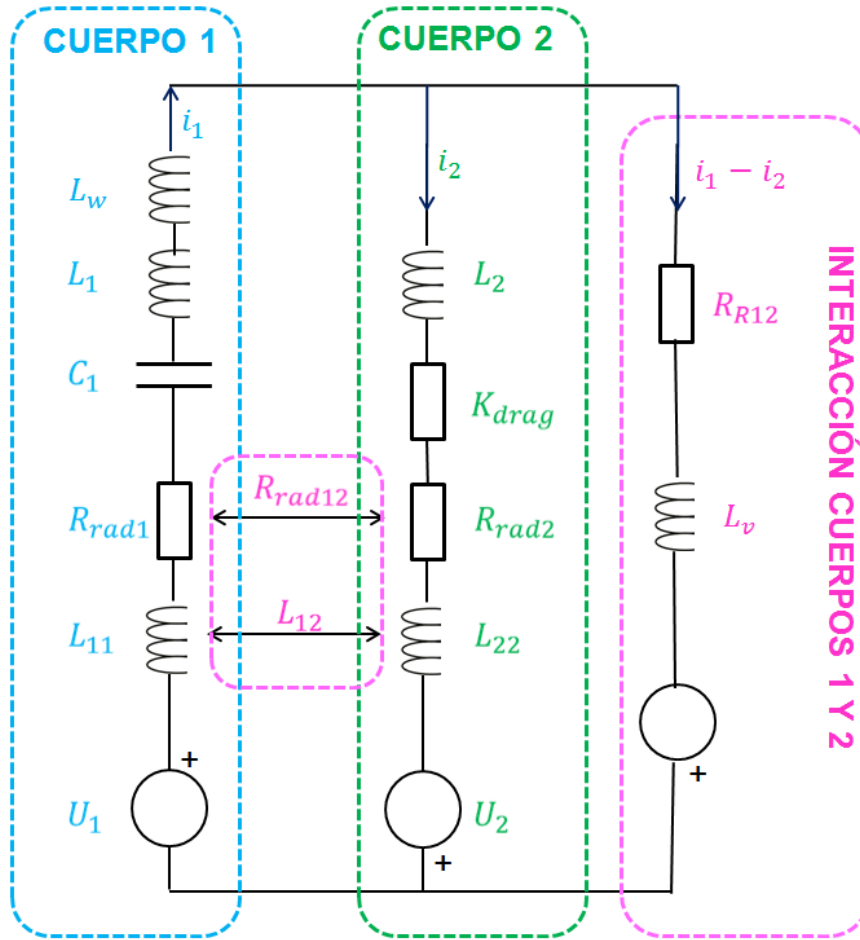


Fig. 7.5 Circuito eléctrico equivalente del sistema con pistón equivalente y estrechamiento

Los términos M_w, M_v, m_w, m_v han sido agrupados en (Ec. 7.44) y (Ec. 7.45). Una vez obtenido el circuito equivalente, basta con resolver las ecuaciones del mismo para obtener la fuerza axial sobre el pistón equivalente (Ec. 7.46), (Ec. 7.47).

$$L_w = M_w + m_w \quad (\text{Ec. 7.44})$$

$$L_v = M_v + m_v \quad (\text{Ec. 7.45})$$

$$U_1 + U_{12} = i_1 \left[R_{rad1} + L_{11}j\omega + R_{R12} + L_1j\omega + \frac{1}{C_1j\omega} + L_wj\omega \right] + i_2 [R_{rad12} + L_{12}j\omega - R_{R12} - L_vj\omega] \quad (\text{Ec. 7.46})$$

$$U_1 - U_{12} = i_2 [R_{rad2} + L_{22}j\omega + R_{R12} + L_2j\omega + K_{drag}] + i_1 [R_{rad12} + L_{12}j\omega - R_{R12} - L_vj\omega]$$

(Ec. 7.47)

7.3. Modelo de la turbina

En este apartado se va a exponer el proceso de diseño del modelo de la turbina que se ha incorporado en el modelo hidrodinámico del absorbidor con el estrechamiento. Para ello se han estudiado los requisitos que debía tener la turbina para integrarla en esta geometría y se ha realizado una búsqueda de las turbinas existentes en el mercado que podrían ser candidatas para utilizarlas en esta aplicación. Una vez obtenidas las turbinas candidatas, se ha desarrollado un estudio sobre las mismas observando su comportamiento con un flujo de agua sinusoidal eligiendo una.

7.3.1. Requisitos que debe cumplir la turbina

Los requisitos que debe cumplir la turbina vienen impuestos por la geometría y la forma de trabajar del absorbidor, y son los siguientes:

- Debe ser una turbina **hidráulica**, o una cuya morfología sea tal que sea capaz de funcionar con agua como fluido de trabajo.
- Se tiene que tratar de una turbina **axial**, es decir, capaz de desarrollar par en sus álabes con el movimiento vertical del caudal, ya que el agua tendrá un movimiento únicamente en el eje Z de la misma.
- Se debe tratar de una turbina **bidireccional**, ya que el flujo de agua que entre en la misma tendrá una evolución senoidal en el tiempo, es decir, recibirá por partes iguales un caudal ascendente y otro descendente, que viene dado por el movimiento ondulatorio del oleaje.
- El **sentido de giro** de la turbina será **único** tanto para el caudal ascendente como para el descendente ya que el cambio de sentido del movimiento rotativo del conjunto de álabes supone una pérdida de eficiencia que resulta decisiva para esta aplicación. Esto se debe a que los periodos de las olas son del orden del tiempo que le cuesta a la turbina cambiar de sentido de giro, por lo que se vería reducido considerablemente el intervalo de tiempo durante el que se produciría potencia en cada carrera.

7.3.2. Estado de la técnica. Turbinas candidatas

Realizando una búsqueda intensiva de las turbinas axiales bidireccionales con un único sentido de giro existentes en el mercado, no se ha encontrado ninguna diseñada para trabajar de forma bidireccional y con agua como fluido. Sin embargo se han localizado dos que cumplen los demás requisitos, aunque trabajando con aire, por lo que después de describirlas, se procederá a detallar el estudio que se ha hecho sobre su comportamiento si se utilizasen con agua con caudal sinusoidal.

7.3.2.1. Turbina Wells

La turbina Wells [Fig. 7.7] es una turbina de aire a baja presión que gira continuamente en un mismo sentido independientemente del sentido del flujo de aire. Sus álabes tienen un perfil simétrico cuyo plano de simetría está en el plano de rotación y es perpendicular a la corriente de aire. Fue desarrollada para su uso en plantas de columna oscilante de agua [Fig. 7.6], en las que una superficie de agua que tiene movimiento ascendente y descendente produce una corriente de aire oscilante que se encuentra en una cámara de compresión.

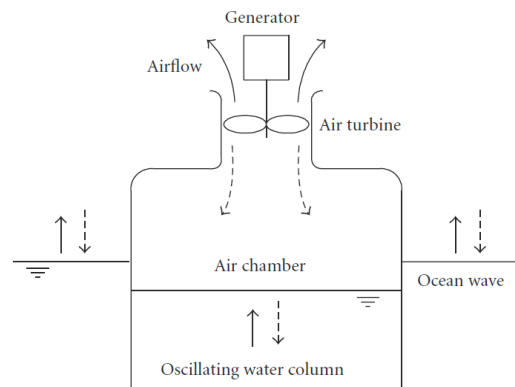


Fig. 7.6 Funcionamiento de un dispositivo de OWC con una turbina Wells

Su eficiencia es menor que la de una turbina con caudal en un único sentido de la corriente de aire. Una de las razones de esto es que los perfiles aerodinámicos simétricos tienen un coeficiente de resistencia mayor que los asimétricos.

7.3.2.1.1. Funcionamiento

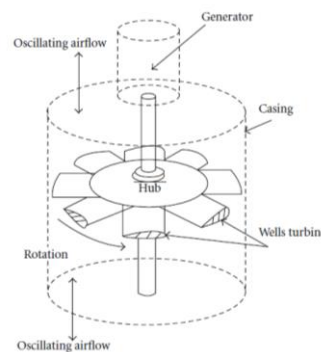


Fig. 7.7 Turbina Wells

Si los perfiles simétricos de las palas de la turbina se colocan alrededor de un eje de rotación, lo harán girar en la dirección de la fuerza tangencial, que es independiente de la dirección del aire [Fig. 7.8]. La fuerza tangencial (F_T) es la responsable del par y consecuentemente, de la potencia transmitida al eje, mientras que la fuerza axial (F_A) no

es más que un empuje axial sobre el rotor, que deberá ser absorbido por los cojinetes. Todo este proceso conduce a una rotación unidireccional del dispositivo para un flujo de aire oscilante sin necesidad de válvulas de no retorno.

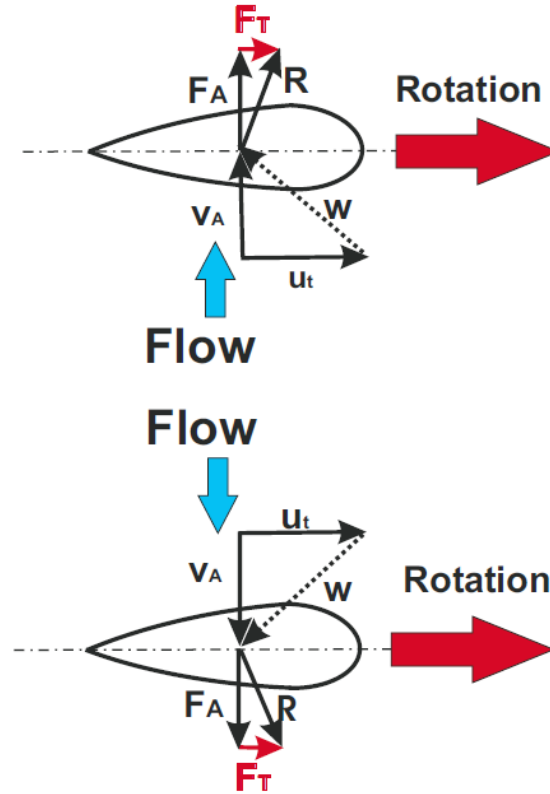


Fig. 7.8 Triángulos de velocidad sobre el perfil de la pala de la turbina Wells

7.3.2.1.2. Ecuaciones

Las expresiones de las fuerzas axial y tangencial son (Ec. 7.48), (Ec. 7.49). Las características de funcionamiento en condiciones de flujo estacionario suelen definirse con el coeficiente de la fuerza tangencial (C_T), el coeficiente de fuerza axial (C_A), la eficiencia (η) y el coeficiente de flujo (ϕ). Los coeficientes de la fuerza tangencial y axial se calculan con las expresiones (Ec. 7.50) y (Ec. 7.51). Donde $u_t = \omega r_t$ es la velocidad radial, ω es la velocidad angular del rotor y r_t el radio de la turbina. Por otro lado, v_A es la velocidad axial normal al plano de rotación, z es el número de palas, b es la longitud de la pala, c la cuerda del perfil de la pala y Δp_0 es la diferencia total de presión a través del rotor.

$$F_T = F_L \sin(\alpha) - F_D \cos(\alpha) \quad (\text{Ec. 7.48})$$

$$F_A = F_L \cos(\alpha) + F_D \sin(\alpha) \quad (\text{Ec. 7.49})$$

$$C_T = \frac{F_T}{\frac{1}{2}\rho(v_A^2 + u_t^2)zbc} \quad (\text{Ec. 7.50})$$

$$C_A = \frac{\Delta p_0 \pi r_t^2}{\frac{1}{2}\rho(v_A^2 + u_t^2)zbc} \quad (\text{Ec. 7.51})$$

Las variables adimensionales que expresan el funcionamiento de la turbina Wells dependen de los coeficientes de la fuerza aerodinámica que a su vez son función de una serie de parámetros como los siguientes:

$$(C_T, C_A) = f(\phi, s, h, AR, \tau, \tau_c, T_u, f^*, Re, \text{forma del perfil de pala})$$

Donde $\phi = \frac{v_A}{u_t}$ es el coeficiente de flujo, s es la rigidez del rotor, h es el coeficiente que relaciona el radio del buje con el de la turbina $\left(\frac{r_h}{r_t}\right)$, AR es el coeficiente (b/c) , τ es el espesor de la pala, T_u el nivel de turbulencia, f^* la frecuencia del movimiento de las olas y Re el número de Reynolds.

7.3.2.1.3. Curvas características

Para poder evaluar el comportamiento de la turbina Wells es necesario disponer de curvas reales que relacionen la fuerza axial, el par, la eficiencia y el caudal. Es importante que estas gráficas sean adimensionales, ya que las dimensiones de la turbina no estarán fijadas en el método de evaluación energética por ser éstos datos de entrada, y porque será fundamental tener la capacidad de cambiar la densidad del fluido de trabajo ya que en la aplicación de este estudio será agua en vez de aire.

Tras examinar varios ensayos realizados sobre la turbina y su comportamiento, se ha escogido el que se expone a continuación como modelo referente del comportamiento de la turbina Wells.

Los coeficientes adimensionales que aparecen en las gráficas experimentales se definen de la siguiente manera (Ec. 7.52), (Ec. 7.53), (Ec. 7.54). (Donde T_t es el par relacionado con la potencia transmitida a la pala P_t : $T_t = \frac{P_t}{\omega}$, ρ es la densidad del fluido de trabajo, ω es la velocidad angular y R es el radio de la turbina.)

- Coeficiente de caída de presión:

$$\Delta P_0^* = \frac{\Delta P_0}{\rho \omega^2 R^2} \quad (\text{Ec. 7.52})$$

- Coeficiente de par:

$$T^* = \frac{T_t}{\rho \omega^2 R^5}$$

(Ec. 7.53)

- Coeficiente de flujo:

$$\phi = \frac{V}{\omega R}$$

(Ec. 7.54)

Donde V es la velocidad axial que atraviesa la turbina que vendrá dada por el caudal de fluido de la siguiente manera: $V = Q/A$, Siendo Q el caudal y A el área de circulación del fluido por la turbina.

Las curvas consideradas se exponen a continuación [Fig. 7.9], [Fig. 7.10] y [Fig. 7.11]

- Variación de presión adimensional

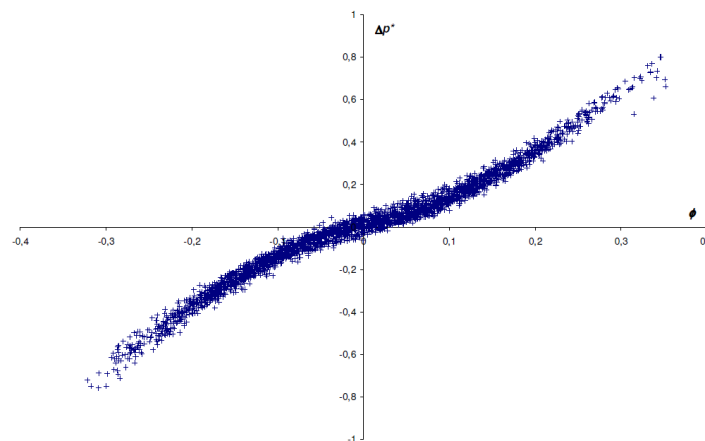


Fig. 7.9 Caída de presión adimensional en función del coeficiente de flujo en una turbina Wells

Los valores positivos de ϕ representan los puntos en los que el flujo atraviesa la turbina de manera ascendente, es decir, entrando por la parte inferior de la misma, mientras que los valores negativos de ϕ son los obtenidos en las condiciones contrarias, es decir, flujo descendente.

- Par adimensional

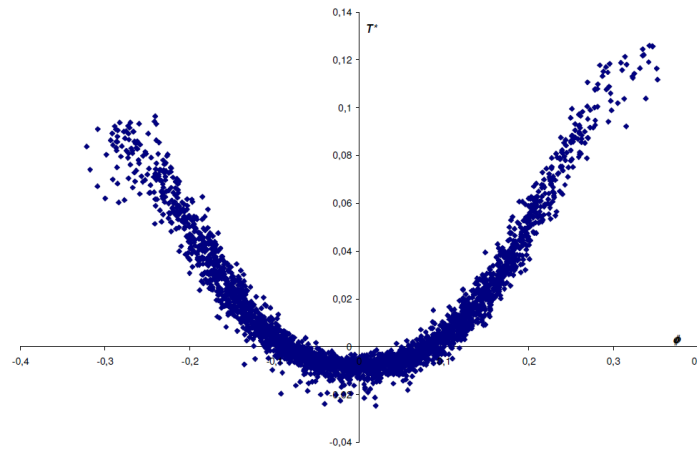


Fig. 7.10 Par adimensional en función del coeficiente de flujo en una turbina Wells

El comportamiento del par parece ser menos simétrico, ya que se puede apreciar que en condiciones de flujo ascendente el coeficiente de par llega hasta 0.12, mientras que en condiciones descendentes no alcanza el 0.1. La turbina desarrolla también un cierto par negativo cuando el coeficiente de flujo se encuentra en el rango de $-0.1 < \phi < 0.1$, lo que se debe a las fuerzas resistentes que el fluido hace sobre las palas.

- Eficiencia

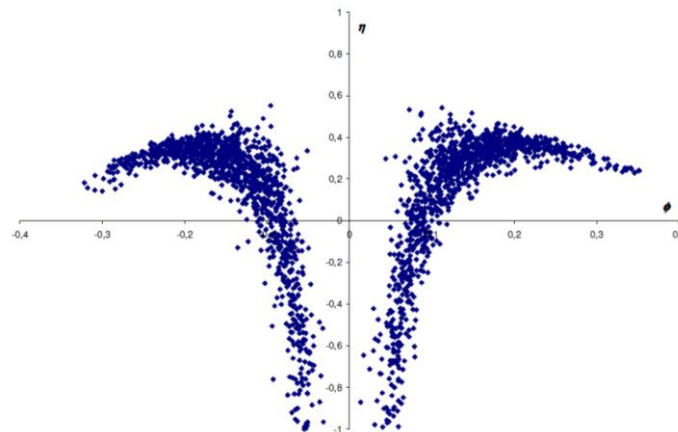


Fig. 7.11 Eficiencia en función del coeficiente de flujo en una turbina Wells

Los valores instantáneos de la eficiencia de la turbina han sido evaluados como el cociente entre la potencia mecánica y la potencia de la turbina. Parece que la eficiencia máxima ronda el 0.45.

7.3.2.2. Turbina de Impulso

La turbina de impulso es otro ejemplo de turbina auto-rectificadora, es decir, turbinas que giran en la misma dirección independientemente de la dirección del flujo. Fueron propuestas como una alternativa a las turbinas tipo Wells en torno a los años noventa. Al igual que la turbina Wells, se trata de una turbina diseñada para extraer energía de

corrientes de aire bidireccionales en aplicaciones como las plantas undimotrices de OWC.

7.3.2.2.1. Funcionamiento

La turbina consta básicamente de un rodete de álabes simétricos y dos coronas directrices, una interior y otra exterior [Fig. 7.12]. Los álabes del rodete se construyen a partir de una elipse que define la cara de baja presión del álabe, mientras que la cara de alta presión está definida por un arco de circunferencia. Ambas caras están unidas en los bordes de ataque por un arco de círculo. La situación del álabe está fijada de tal manera que la tangente por su línea de simetría pasa por el centro de rotación de la máquina.

La geometría de las aletas es común para las dos coronas, que se sitúan una en la parte exterior del rodete y otra en la parte interior. Están constituidas por láminas de espesor constante con un tramo recto en las proximidades del rodete, mientras que el otro extremo está doblado para conducir el flujo en la dirección radial.

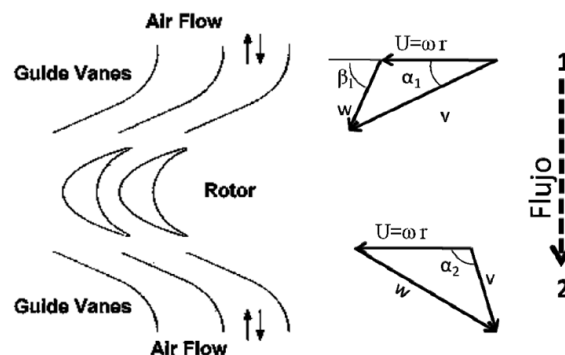


Fig. 7.12 Triángulos de velocidades sobre la turbina de impulso

7.3.2.2.2. Curvas características

Al igual que se ha hecho en el caso de la turbina Wells, se han recogido los datos de un estudio realizado sobre el comportamiento de la turbina de Impulso para trabajar sobre datos reales. En este caso el ensayo se ha realizado con el caudal en un único sentido.

Los parámetros adimensionales que se han empleado en este caso para el estudio del comportamiento de la turbina de impulso son parecidos al caso de la turbina Wells (Ec. 7.55), (Ec. 7.56), (Ec. 7.57) y (Ec. 7.58).

- Coeficiente de caída de presión:

$$C_H = \frac{\Delta p}{\rho \omega^3 D^5}$$

(Ec. 7.55)

- Coeficiente de par:

$$C_t = \frac{T_0}{\frac{1}{2}\rho(V_a^2 + U_R^2)bZL_r r_R}$$

(Ec. 7.56)

- Coeficiente de caudal:

$$C_q = \frac{Q}{\omega D^3}$$

(Ec. 7.57)

- Coeficiente de flujo:

$$\phi = \frac{V_a}{U_R}$$

(Ec. 7.58)

- Variación de presión adimensional

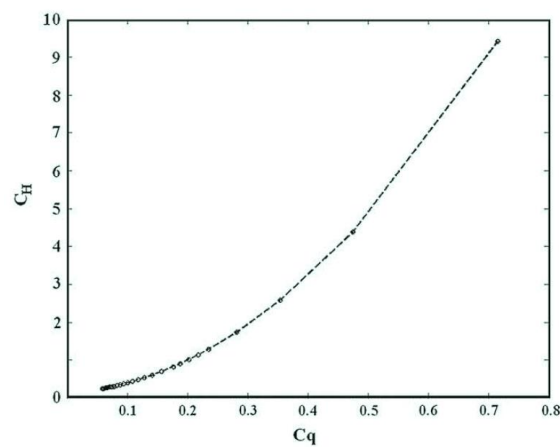


Fig. 7.13 Caída de presión adimensional en función del coeficiente de caudal en una turbina de Impulso

- Par adimensional

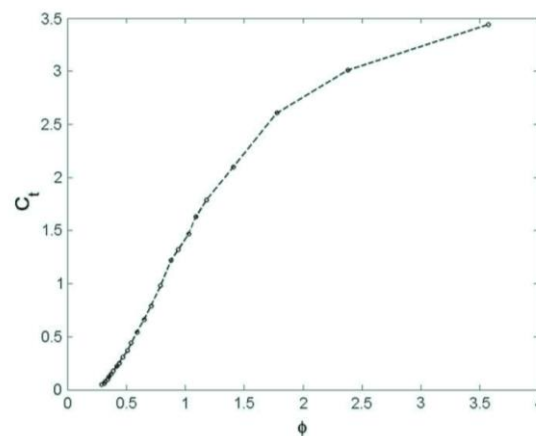


Fig. 7.14 Par adimensional en función del coeficiente de flujo en una turbina de Impulso

- Eficiencia

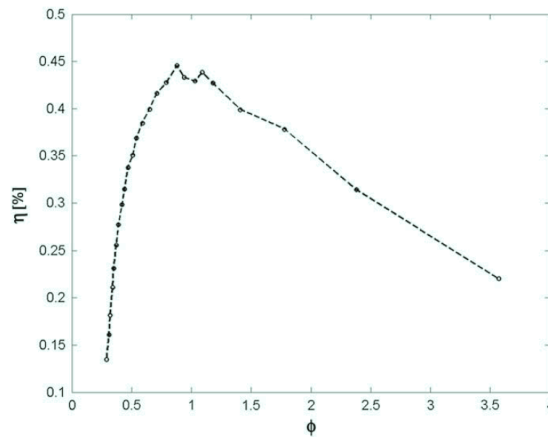


Fig. 7.15 Eficiencia en función del coeficiente de flujo en una turbina de Impulso

Se puede apreciar que el rango de valores de coeficiente de flujo en los que la turbina mantiene una eficiencia aceptable es mucho mayor que en el caso de la turbina Wells [Fig. 7.15]. La turbina de Impulso entra en pérdidas (descenso brusco de la eficiencia) cuando ϕ es más o menos 1, mientras que en caso de la turbina Wells ocurría con tan solo 0.2.

7.3.3. Desarrollo de un código para tratamiento de las curvas características

Para poder utilizar los datos disponibles de las turbinas que se ha desarrollado es un método que permita evaluar el comportamiento en el tiempo de la turbina con un caudal sinusoidal, ya que la aplicación en la que se iba a utilizar tendrá este tipo de caudal.

Como sólo se encontraron gráficas en formato de imagen (jpeg) de los ensayos realizados a las turbinas, para poder disponer de los datos fue necesario desarrollar un programa que fuese capaz de leer las gráficas, generar los datos de las mismas, reproducirlas y aplicarles el caudal sinusoidal.

El proceso llevado a cabo se describe en la figura [Fig. 7.16].

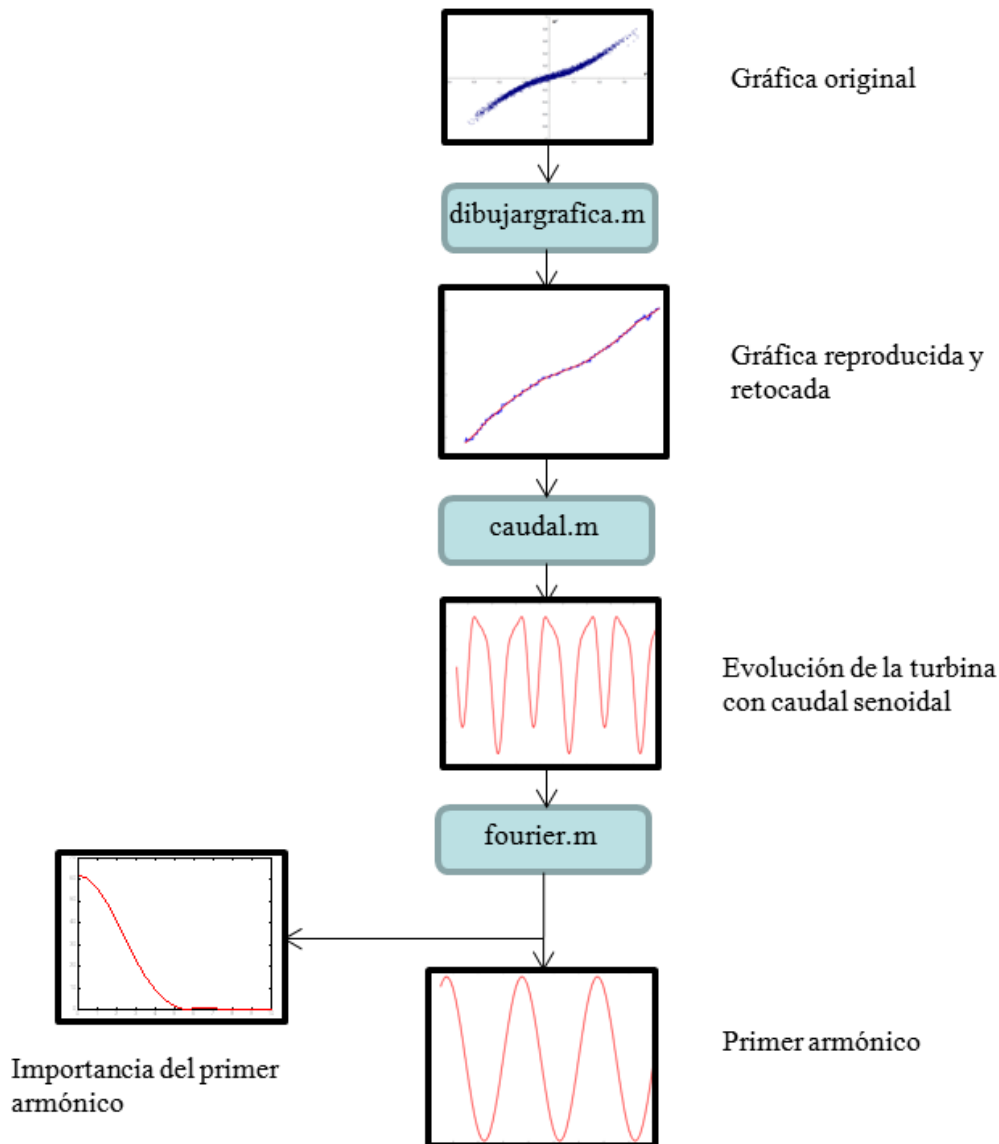


Fig. 7.16 Esquema del funcionamiento del programa de tratamiento de gráficas

7.3.3.1. Listado y descripción de las funciones

- **Función “dibujargrafica.m”:**

La gráfica debe modificarse previamente con un programa de tratamiento de imagen como *Photoshop* eliminando los ejes y recortándola justo por los límites de los ejes como muestra la figura [Fig. 7.17].

La entrada de esta función es esta gráfica recortada y sin ejes, y los valores máximo y mínimo de los ejes x e y .

La función se encarga de leer la imagen con una resolución alta y mete cada pixel en una matriz que guarda 3 valores de cada uno: la posición en x y en y , y el color.

Como los ejes han sido eliminados, sólo detectará que existe color en los puntos que componen la función que se desea reescribir.

La gráfica obtenida se empleará como una tabla de datos de la que se interpolarán valores a partir de los datos de entrada, por lo que es necesario tener un único punto para cada valor de x . Para resolver este problema, la función realiza una media ponderada de las posiciones en las que se encuentran todos los puntos no-blancos para cada valor de x , obteniendo un único valor de y en cada columna de la matriz.

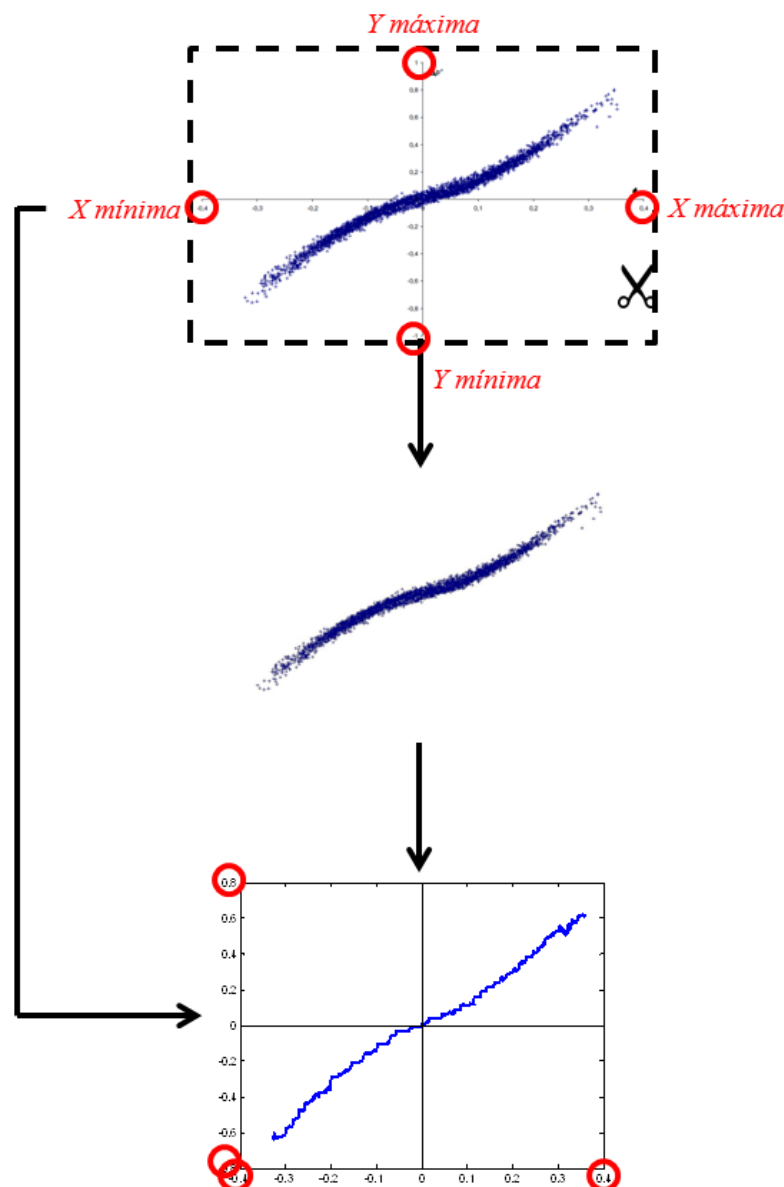


Fig. 7.17 Esquema de la función “dibujargrafica.m”

En lo que se refiere a los ejes, como la gráfica de entrada ha sido recortada por los límites de los mismos, y los valores máximo y mínimo de cada uno son

conocidos, a partir de relaciones matemáticas entre la longitud de los vectores de los ejes x e y y la longitud real de los ejes, se calculan los ejes nuevos.

- **Función “caudal.m”:**

Tiene como entrada el valor de la amplitud y el periodo del caudal sinusoidal del que se desea obtener la respuesta en el tiempo [Fig. 7.18].

Transforma el eje x en el eje de tiempo, y una vez generado el caudal sinusoidal, interpola la onda con los valores de y de la gráfica obtenida en la función anterior.

Como resultado se obtiene la evolución del parámetro adimensional en el tiempo excitado con caudal sinusoidal.

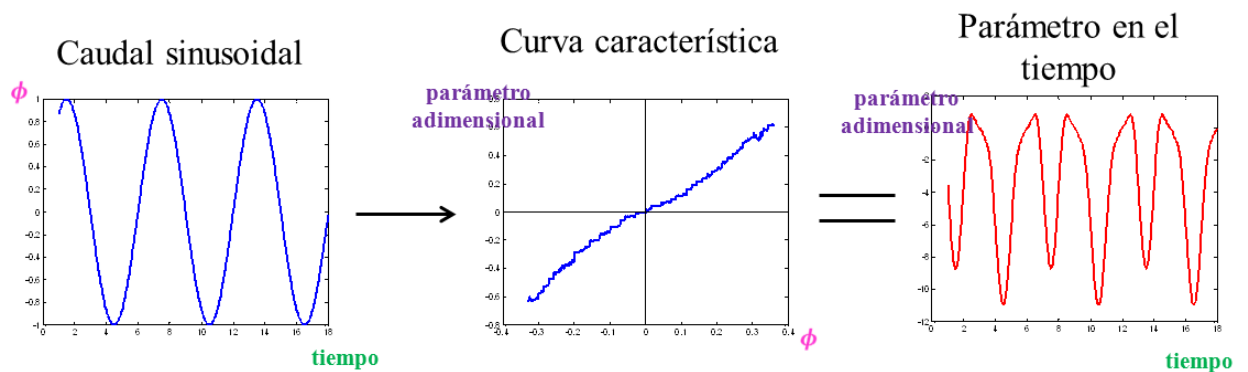


Fig. 7.18 Esquema de la función “caudal.m”

- **Función “fourier.m”:**

Calcula el primer armónico ($n=1$) de la curva obtenida en el paso anterior para tener una aproximación sinusoidal de la misma que permita calcular el valor eficaz más tarde integrando. Así, una vez obtenido el método que calcula el valor eficaz del primer armónico, se repite el proceso para distintas frecuencias obteniendo así el comportamiento de la turbina en el dominio de la frecuencia.

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N \left[a_n \cos\left(\frac{2\pi n}{T} t\right) + b_n \sin\left(\frac{2\pi n}{T} t\right) \right] \quad (\text{Ec. 7.59})$$

Siendo:

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) dt \quad (\text{Ec. 7.60})$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) \cos\left(\frac{2\pi n}{T} t\right) dt$$

(Ec. 7.61)

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) \sin\left(\frac{2\pi n}{T} t\right) dt$$

(Ec. 7.62)

Para resolver las integrales de (Ec. 7.60), (Ec. 7.61) y (Ec. 7.62) en un periodo, localiza los pasos por cero de la gráfica y guarda los valores de un solo periodo. Una vez obtenido un solo periodo, emplea el método de integración trapezoidal, y calcula así $f(t)$ para $n=1$ [Fig. 7.19].

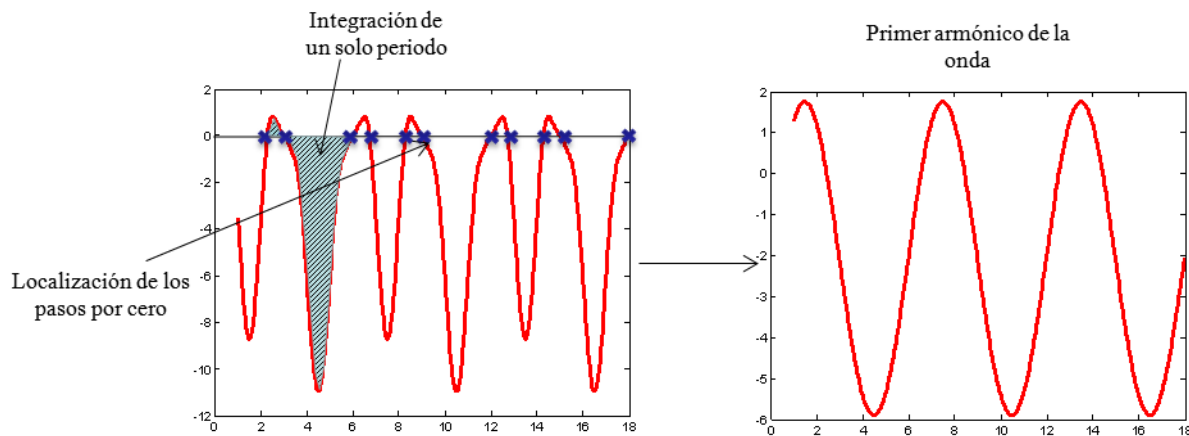


Fig. 7.19 Esquema de la función "fourier.m"

A partir de las funciones *caudal.m* y *fourier.m* se ha desarrollado en el programa principal de tratamiento de gráficas un bucle que hace un barrido de caudales y calcula para cada caudal de pico la gráfica en el tiempo con caudal sinusoidal gracias a *caudal.m*, a partir de la cual halla el primer armónico llamando a *fourier.m*. Cuando ya tiene $f(t)$, calcula el valor eficaz con la fórmula (Ec. 7.63). Repitiendo esta operación varias veces se obtiene una gráfica que representa el parámetro en el dominio de la frecuencia [Fig. 7.20].

$$\text{Valor eficaz} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t)^2 dt}$$

(Ec. 7.63)

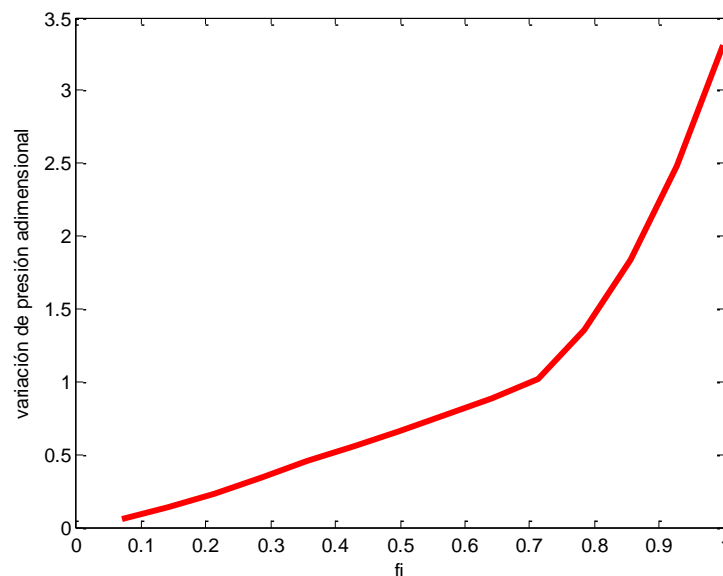


Fig. 7.20 Valores eficaces del parámetro adimensional en el dominio de la frecuencia

7.3.4. Resultados de la simulación: Comportamiento de las curvas características con caudal sinusoidal

Una vez desarrollado el método para estudiar las curvas características en formato imagen, a continuación se exponen los resultados obtenidos para las dos turbinas [Fig. 7.21], [Fig. 7.22], [Fig. 7.23].

Antes de analizar las curvas, es conveniente puntualizar que las de la turbina de Impulso se han hecho simétricas para poder hacer la simulación con el caudal sinusoidal (sólo se tenían datos de caudal positivo). Además, las curvas de la turbina Wells se modificaron suavizando su forma, y llevando a cero tanto el par como la eficiencia negativos (curvas rojas de las gráficas originales).

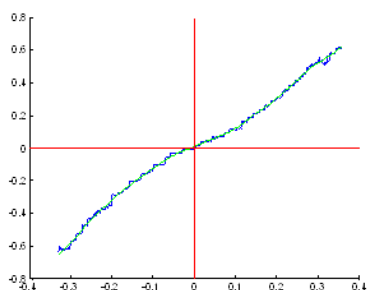
En el caso de las gráficas de los armónicos, las curvas azules son la respuesta a caudal sinusoidal de las curvas originales. Las curvas rojas corresponden al primer armónico de la descomposición de esa función en la serie de Fourier, y la curva verde es la serie de Fourier con $n=5$, es decir, sumando los 5 primeros armónicos.

Las últimas gráficas llamadas “Importancia de los armónicos” representan el porcentaje de ajuste de cada armónico a la función original. En el eje x representa el orden del armónico. Cuanto mayor sea la influencia de este primer armónico, más fiable será la aproximación del valor eficaz del parámetro.

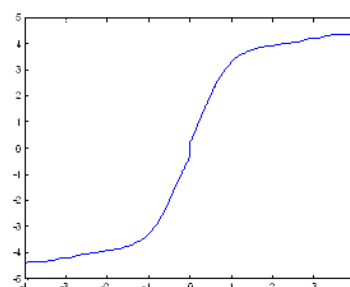
Cabe destacar que como se ha supuesto que la turbina de Impulso tiene un comportamiento simétrico, la respuesta de su curva original ante caudal sinusoidal será simétrica, y por lo tanto el primer armónico tendrá siempre mucho mejor ajuste que en el caso de la Wells.

COEFICIENTE DE PRESIÓN ADIMENSIONAL

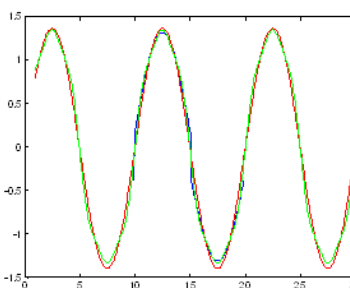
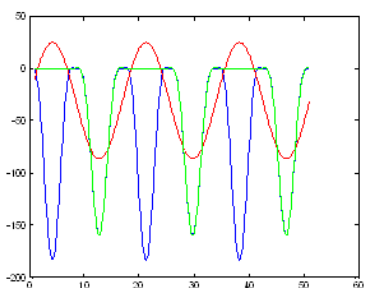
Turbina Wells



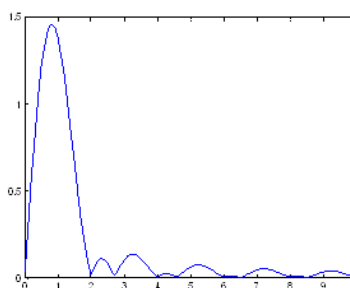
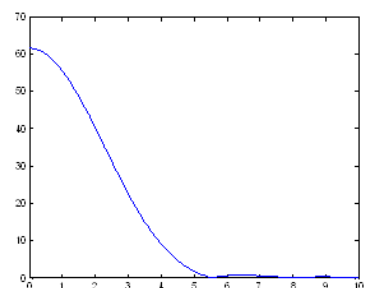
Turbina de Impulso



Curva original



Armónicos



Importancia de los
armónicos

Fig. 7.21 Resultados de las simulaciones de la presión adimensional a caudal sinusoidal de las gráficas Wells y de Impulso

COEFICIENTE DE PAR ADIMENSIONAL

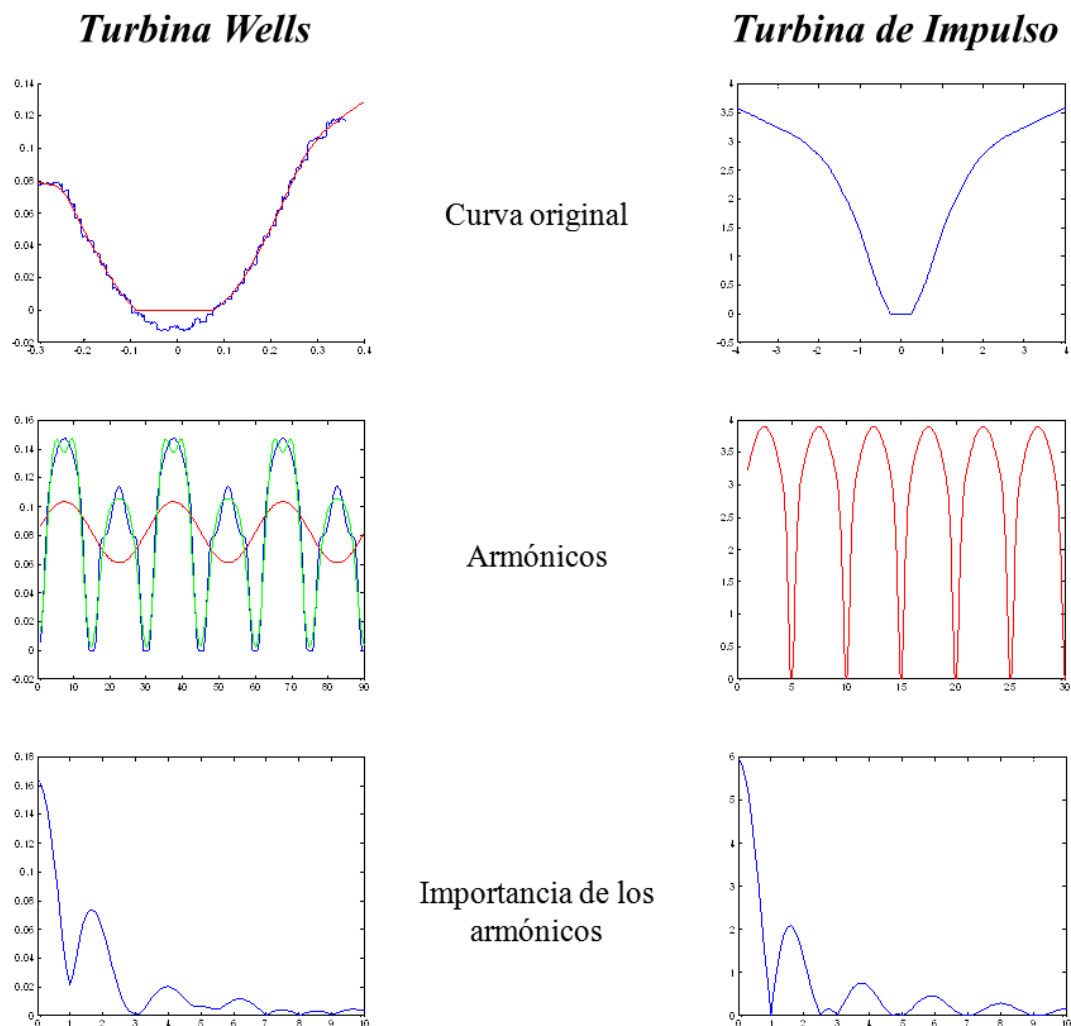


Fig. 7.22 Resultados de las simulaciones del par adimensional a caudal sinusoidal de las gráficas Wells y de Impulso

Atendiendo al rango de caudal de la turbina Wells, que es el menor, se ve que el par proporcionado es parecido antes de que ésta entre en pérdidas.

El hecho de que la turbina entre antes en pérdidas no tiene por qué ser negativo, ya que, al igual que ocurre en los aerogeneradores, existe la posibilidad de poder aprovechar esta característica como mecanismo de parada en caso de que se embale, lo que facilitaría el diseño de la estrategia de control a la vez que se ahorraría la instalación de un dispositivo de parada en caso de emergencia.

EFICIENCIA

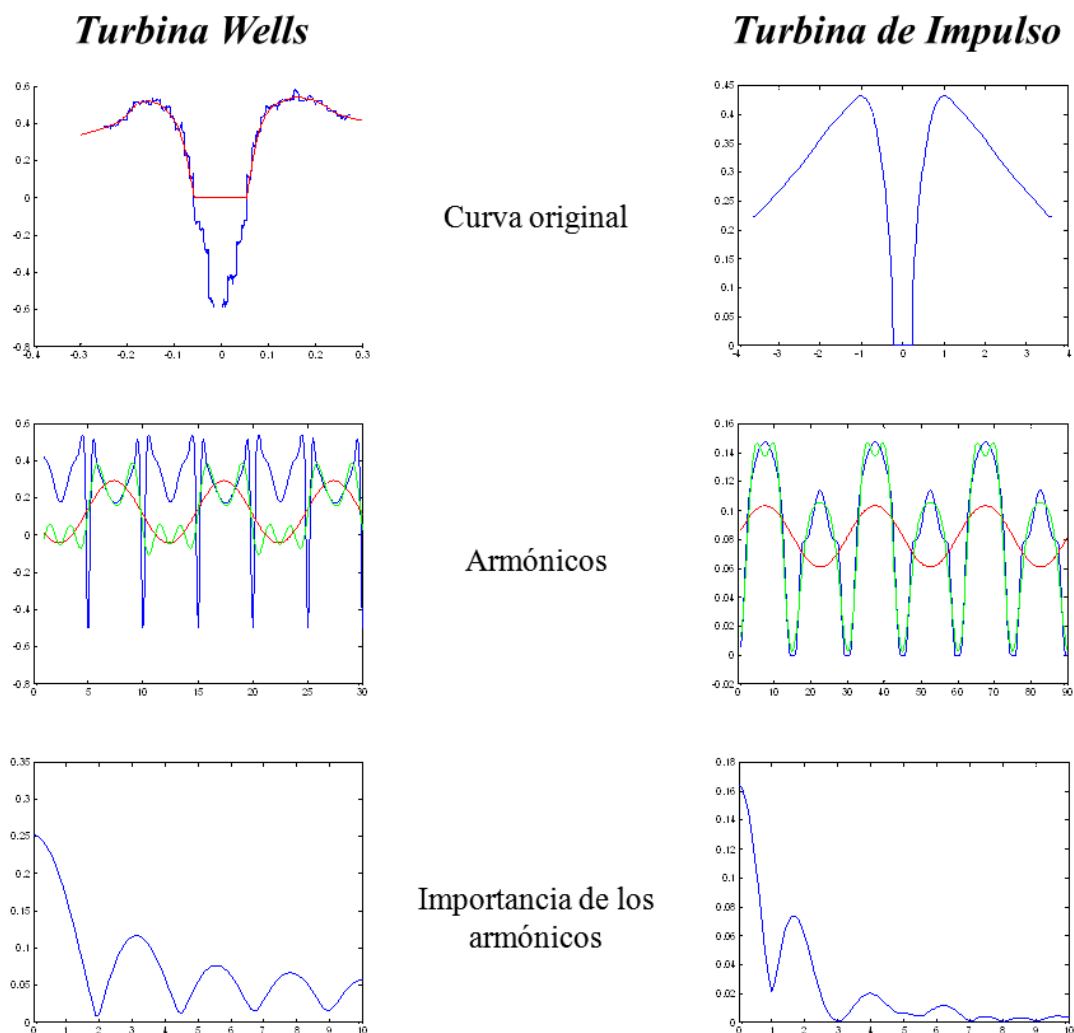


Fig. 7.23 Resultados de las simulaciones de la eficiencia a caudal sinusoidal de las gráficas Wells y de Impulso

La turbina Wells llega a su punto de eficiencia máxima (0.6) con un caudal de aproximadamente $\phi = 0.15$, mucho menor que en la de Impulso, que llega a una eficiencia máxima de 0.45 cuando $\phi = 1$.

Este comportamiento juega a favor de la turbina Wells, ya que las velocidades lineales (relacionadas directamente con el caudal) que se van a obtener del absorbedor serán bastante más pequeñas que las que se obtendrían en un dispositivo OWC trabajando las turbinas con aire.

7.3.5. Elección de la turbina

7.3.5.1. Ventajas e inconvenientes de la turbina Wells

7.3.5.1.1. Ventajas

- El par de giro inducido siempre tiene el mismo sentido sin necesidad de rectificadores de flujo que resten energía al agua.
- Debido a su configuración geométrica simétrica, no funciona como bomba en caudales bajos, como sí hacen otro tipo de turbinas cuando el caudal circulante es muy reducido
- Tiene un comportamiento lineal, por lo que es más fácil de modelar que la de impulso.

7.3.5.1.2. Inconvenientes

- La componente axial de la fuerza no tiene siempre el mismo sentido y genera un empuje oscilante sobre el rodete que puede convertirse en un problema de tipo dinámico desde el punto de vista de mantenimiento de la máquina.
- El rango de los caudales para los cuales la turbina funciona a alto rendimiento es muy estrecho ya que el rendimiento de la turbina depende del ángulo de ataque del flujo porque éste determina el patrón de flujo en torno a los álabes. A medida que aumenta ϕ también aumenta el ángulo, y cuando supera un cierto valor, el álabe entra en pérdida y el patrón de fuerzas se modifica provocando que el par generado se reduzca abruptamente

7.3.5.1. Ventajas e inconvenientes de la turbina de impulso

7.3.5.1.1. Ventajas

- La principal ventaja de la turbina de impulso en comparación con la turbina Wells es que entra en pérdidas más tarde, por lo que su rango de funcionamiento en condiciones normales abarca mayor caudal.

7.3.5.1.2. Inconvenientes

- Es necesario un sistema de guiado de flujo que va a restar energía al flujo que atraviesa la turbina debido a las pérdidas asociadas directamente a la curvatura de la aleta y a la evolución de su paso por el canal.
- En la carrera ascendente del flujo, la corona no guía tan bien como en la descendente, lo que provoca que el rodete no reciba el flujo correctamente y por tanto genere menos par.
- El rodete es un elemento conflictivo, ya que tiene problemas en ambos sentidos de flujo. En los dos casos la recepción del flujo por parte del rodete es problemática porque es especialmente importante que llegue bien alineado con los ángulos de entrada.
- La holgura entre el rodete y las coronas directrices presenta problemas porque el flujo de punta que se genera favorece el desprendimiento del flujo en el interior del canal, lo que provoca una pérdida de prestaciones.

- Dicha holgura también ocasiona problemas de guiado en sus proximidades cuando el flujo sale del rodete, lo que acarrea mayores pérdidas por choque en el borde de entrada de las aletas.

Tras sopesar las ventajas e inconvenientes se decidió probar el método de evaluación energética con la **Turbina Wells**.

Una de las razones que más peso tuvo en la elección fue que las coronas de guiado de flujo de la turbina de Impulso cambian el caudal que atraviesa la turbina tanto en módulo como en dirección, por lo que haría falta modelarlas realizando una serie de suposiciones que alejarían los resultados de la realidad y aumentarían la complejidad del método de evaluación notablemente.

Además se consideró que la simulación sería más realista en el caso de la Wells porque, al contrario que ocurría con la turbina de Impulso, se habían encontrado gráficas con caudal positivo y negativo, y como se puede apreciar en las curvas, la turbina no se comporta igual con un caudal ascendente que con uno descendente, por lo que cogiendo las gráficas de la turbina de Impulso y haciéndolas simétricas se cometerían muchas suposiciones que no se ajustarían a la realidad.

Por último, al tratarse de una aplicación en la que se van a tener unos caudales muy pequeños, como ya se ha visto en la comparación de turbinas, la turbina Wells tendrá mejor rendimiento en este caso.

7.3.6. Modelo de la turbina

Una vez escogida la turbina, se ha desarrollado el modelo que se implementará en el absorbedor puntual con el estrechamiento.

Los pasos para desarrollar el modelo son los siguientes:

- Determinar los parámetros de diseño de la turbina que relacionan todas las variables que definen el comportamiento de la turbina.
- Comprobar si existe una turbina con unas dimensiones tales que pueda trabajar en el absorbedor a eficiencia máxima.
- Comprobar si la turbina es capaz de suministrar la potencia requerida a partir de la velocidad lineal del absorbedor.
- Realizar un modelo de la misma en el entorno de simulación *Simulink*.

7.3.6.1. Parámetros de diseño

Para definir los parámetros de diseño de la turbina. Se sustituye el pistón equivalente que se había definido en el modelo hidrodinámico del absorbedor puntual por la turbina y se redefinen los parámetros que todavía estaban sin incluir para calcular la potencia extraída.

- **Radio:** El dato de la supuesta potencia que obtendría el pistón equivalente había quedado definido antes con el radio del tubo y del pistón (que son el mismo y han sido obtenidos a partir del programa de optimización como se ha visto anteriormente). Este radio determinaba la relación entre la fuerza axial y la

velocidad relativa, que es precisamente la expresión de la potencia absorbida por el pistón ($P = F \cdot v$). Para trasladar el dato del radio del pistón equivalente al caso de la turbina, se ha utilizado el coeficiente de estrechamiento (α) definido en el apartado 7.2.1, que relaciona el área del tubo con la del tubo de Venturi (que coincidirá tanto con la del pistón equivalente como con la de la turbina).

- **Velocidad angular:** Como la forma de extraer potencia de la turbina es distinta al pistón, sólo con el radio todavía no quedaba definida la potencia extraída por la misma ($P = \omega \cdot T$). Por lo tanto, el segundo parámetro de diseño fue la velocidad angular de la turbina, que dejaba definida la potencia extraída así como la relación entre la fuerza axial, la velocidad lineal y el par desarrollado en la turbina.

La condición que se ha considerado para que la configuración absorbedor + turbina sea viable es que exista un radio de la turbina menor que el radio del tubo con el que la turbina pueda trabajar con la condición de eficiencia máxima con la fuerza axial y la velocidad lineal que se obtenían del modelo hidrodinámico del absorbedor con el radio de entrada.

Es conveniente puntualizar que el sistema completo no ha sido diseñado para que la turbina trabaje bajo condiciones óptimas ya que existe un compromiso entre la optimización del movimiento del absorbedor y las condiciones de máxima eficiencia de la turbina, como se verá más adelante. Por lo que sólo se han utilizado las condiciones de eficiencia máxima para el presente apartado de diseño de la turbina.

Para ello se ha desarrollado un programa ("*MODELO.m*") [Fig. 7.24] que hace un barrido de radios, y para cada radio, calcula una velocidad y una fuerza de referencia gracias al modelo hidrodinámico del absorbedor con el pistón equivalente.

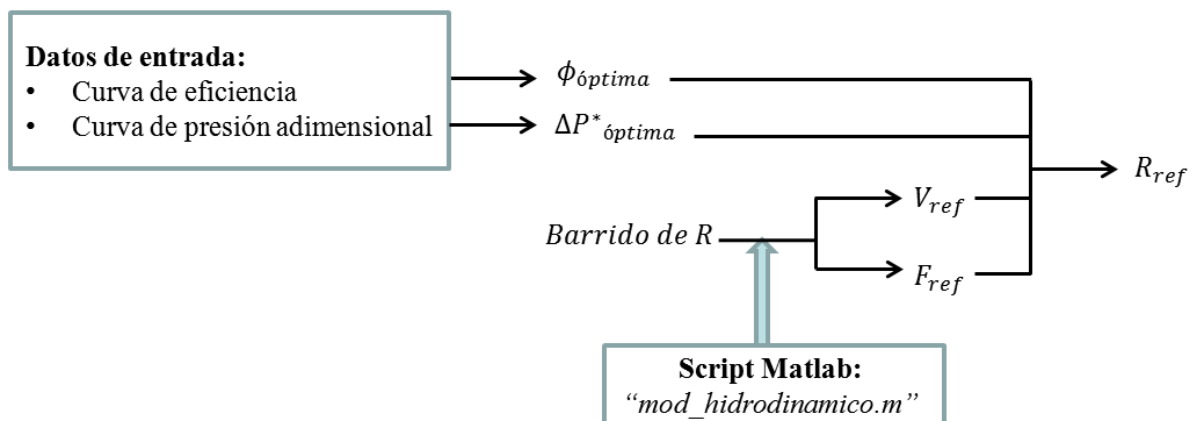


Fig. 7.24 Diagrama de flujo del programa *MODELO.m*

Por otro lado, el programa calcula las condiciones de máxima eficiencia ($\phi_{\text{optima}}, \Delta P^*_{\text{optima}}$) recorriendo la curva de eficiencia de la turbina y localizando el caudal que proporciona una mayor eficiencia (ϕ_{optima}) que a su vez servirá como entrada de la curva de variación de presión adimensional para obtener $\Delta P^*_{\text{optima}}$.

A partir de la velocidad y fuerza axial que proporciona el modelo del absorbedor, y suponiendo que la turbina trabaja bajo condiciones de eficiencia máxima (las cuales obtiene a partir de las curvas características que reproduce e interpreta con el método que se ha desarrollado de tratamiento de imágenes visto anteriormente), calcula la R (radio del tubo) de referencia a través de la expresión de los ejes adimensionales (Ec. 7.64).

$$\Delta P^* = \frac{F}{\pi R^2 \rho \omega^2 R^2} = \frac{F}{\pi \rho \frac{V^2}{\phi^2} R^2} \rightarrow R_{ref} = \frac{\phi_{\text{optima}}}{V_{ref}} \sqrt{\frac{F_{ref}}{\pi \rho \Delta P^*_{\text{optima}}}}$$

(Ec. 7.64)

Este programa se ha simulado a partir de las dimensiones que se han obtenido del programa de optimización en el proceso de modelado del absorbedor con pistón. Representando los radios utilizados como datos de entrada (barrido de radios), y los radios obtenidos tras aplicar las condiciones de máxima eficiencia a velocidad y fuerza axial de referencia (R_{ref}) se ha obtenido el resultado mostrado en la figura [Fig. 7.25].

Ambas curvas se cortan en un punto que representa el radio factible que cumple las restricciones del absorbedor y la turbina en el punto de eficiencia máxima de la misma.

El hecho de que ambas curvas se corten significa que la turbina Wells puede implementarse en el modelo de absorbedor puntual diseñado anteriormente con las dimensiones que se tomaron, y que además puede trabajar en el punto de máxima eficiencia.

Por todo esto, el punto de corte proporciona el radio de diseño que se utilizó a la hora de modelar la turbina ($R_{\text{diseño}} = 1.42 \text{ m}$), lo que proporciona un coeficiente de estrechamiento de diseño de $\alpha = 3.97$ (Ec. 7.65) suponiendo que la turbina tiene exactamente el mismo radio que el estrechamiento del tubo de Venturi.

$$\alpha = \frac{R_{\text{tubo}}}{R_{\text{estrechamiento}}} = \frac{5.64 \text{ m}}{1.42 \text{ m}} = 3.97$$

(Ec. 7.65)

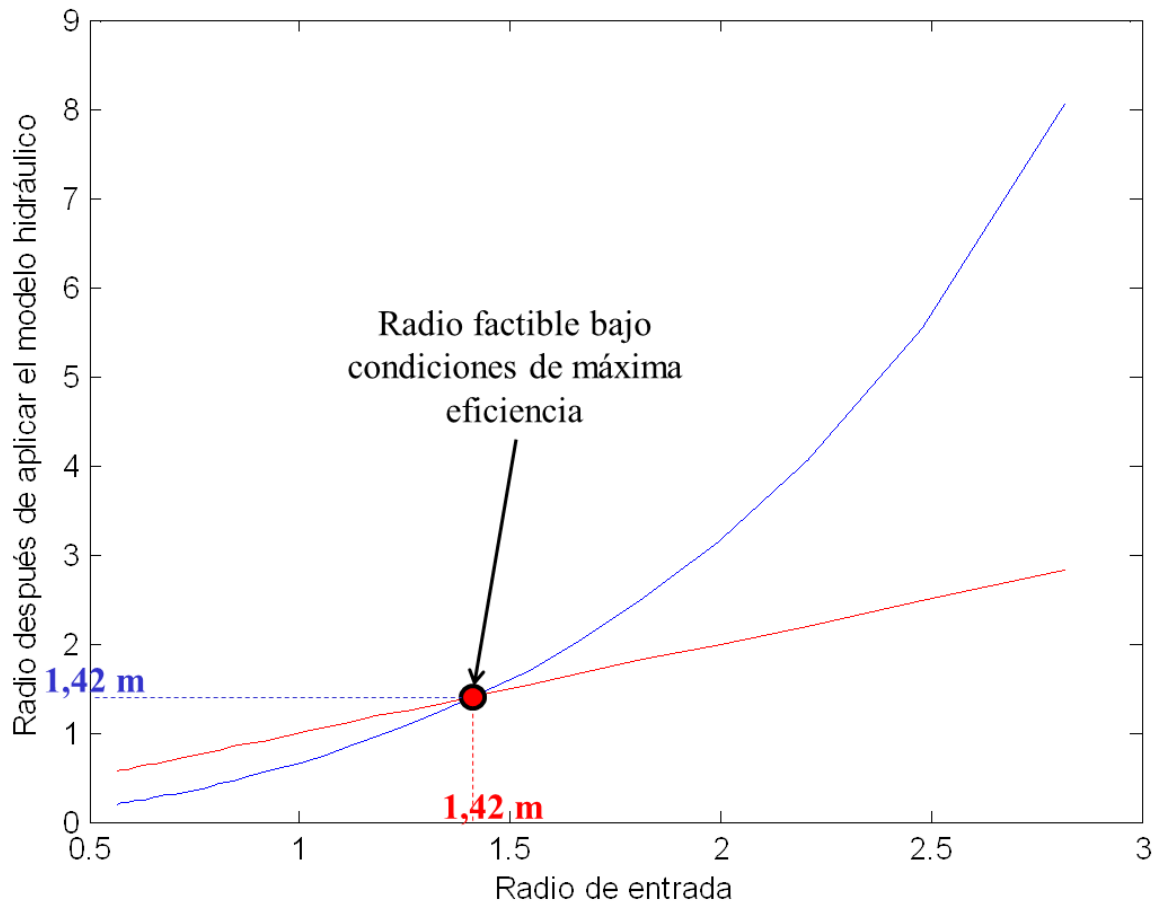


Fig. 7.25 En rojo: Radio de entrada al bucle de barrido. En azul: Radio de salida tras aplicar el programa "MODELO.m"

7.3.6.2. Curvas de funcionamiento

Una vez obtenido el radio factible, el siguiente paso es estimar el rango de potencias que se podría obtener de la turbina teniendo en cuenta los rangos de velocidades lineales y fuerzas axiales esperables del absorbedor puntual.

Para ello se ha desarrollado un programa ("PROBAR_POT_TURBINA.m") que hace dos barridos de los parámetros de diseño, y para cada pareja (ω , R) calcula la potencia que obtendría la turbina bajo condiciones de eficiencia máxima, aunque en la realidad la turbina no trabajará necesariamente en el punto de eficiencia máxima ya que se ha decidido que la optimización del sistema total (una vez se implemente la turbina dentro del absorbedor) se haga a través de la maximización de la velocidad relativa entre los cuerpos (es decir, con $\phi_{m\acute{a}xima}$ en vez de $\phi_{\acute{o}ptima}$). Este paso es de gran utilidad para hacerse una idea del orden de unidades que se deben obtener de la velocidad de giro en la simulación.

Para ello obtiene el coeficiente de par óptimo a partir del coeficiente de caudal de máxima eficiencia obtenido de las curvas de la turbina, y con esto se halla la potencia con la expresión $P = \omega \cdot T$. Se ha estimado que el rango requerido de potencias en el que

se debía mover el sistema es ($5kW < P(\omega, R) < 180kW$), por lo que se ha representado la matriz de potencias obtenidas de la turbina en función de los parámetros de diseño y las superficies equipotenciales que corresponden a los límites del rango de potencias esperables del sistema completo [Fig. 7.26].

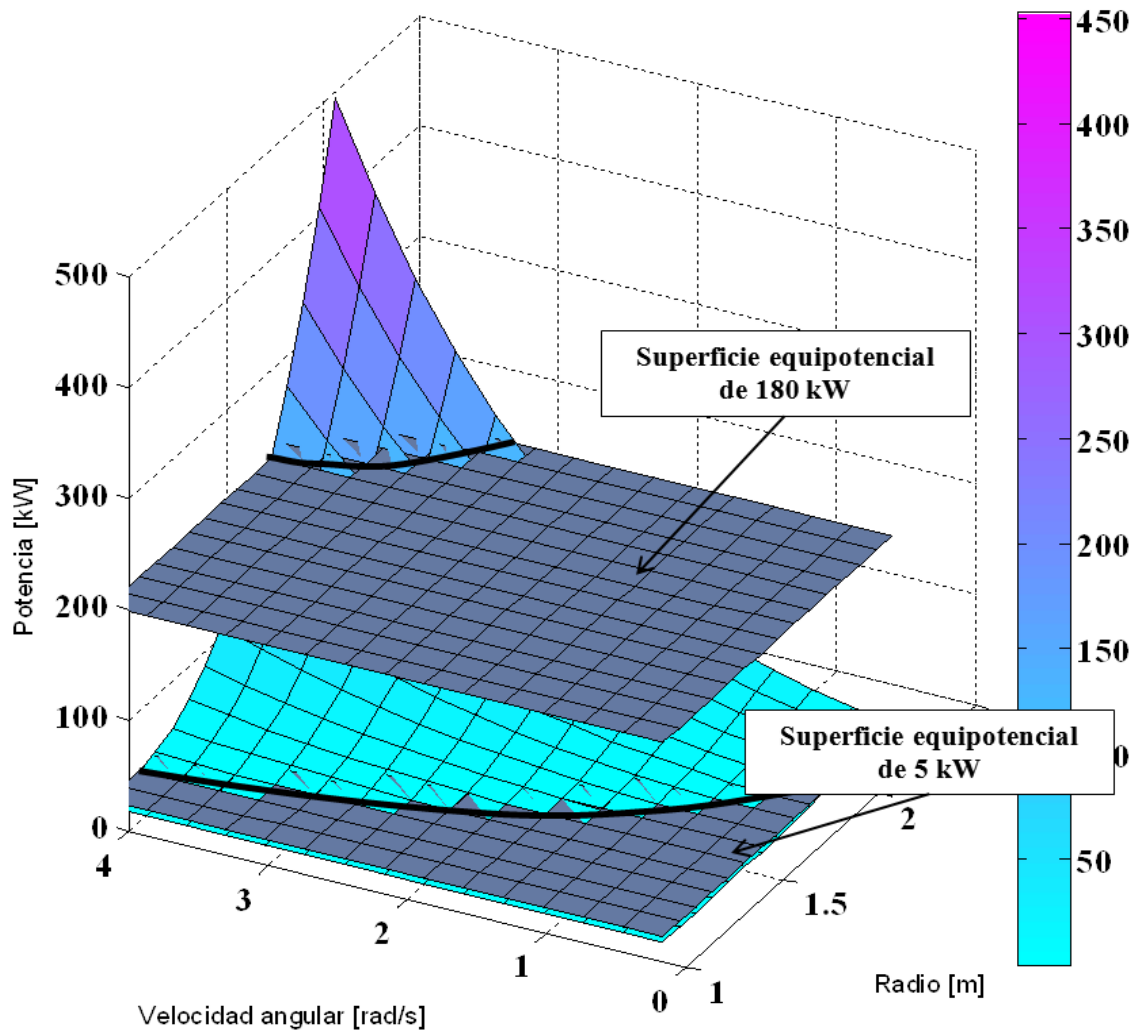


Fig. 7.26 Superficie de potencia de la turbina Wells en función de la velocidad angular y el radio trabajando con $\phi_{\text{óptima}}$

Atendiendo a la figura se puede ver que la turbina Wells es capaz de proporcionar la potencia que se ha determinado, ya que intersecta con las superficies de 5 kW y 180 kW.

Después de este primer sondeo y una vez visto que la turbina puede satisfacer las condiciones de potencia, se ha procedido a ver si estas potencias se pueden obtener a partir de las velocidades lineales que va a tener el absorbedor puntual. Para ello se ha hecho una representación de las intersecciones de la superficie de funcionamiento de la turbina con varias superficies equipotenciales dentro del rango supuesto, así como otra

serie de intersecciones con superficies a velocidad lineal constante dentro del rango de velocidades que se supone que puede alcanzar la velocidad relativa entre los dos cuerpos del absorbedor puntual ($0.5 \text{ m/s} < v(\omega, R) < 2.5 \text{ m/s}$) en función de los parámetros de diseño de la turbina (ω, R) [Fig. 7.27].

Analizando la gráfica de la figura, el área rayada es el área de funcionamiento de la turbina que cumple con los requerimientos de potencia a partir de las condiciones de velocidad lineal supuestas, es decir, la que satisface las condiciones (Ec. 7.66) y (Ec. 7.67). Este área determina la zona de (ω, R) en la que trabajaría la turbina una vez integrada en el modelo hidrodinámico del absorbedor.

$$5 \text{ kW} < P(\omega, R) < 180 \text{ kW} \quad (\text{Ec. 7.66})$$

$$0.5 \text{ m/s} < v(\omega, R) < 2.5 \text{ m/s} \quad (\text{Ec. 7.67})$$

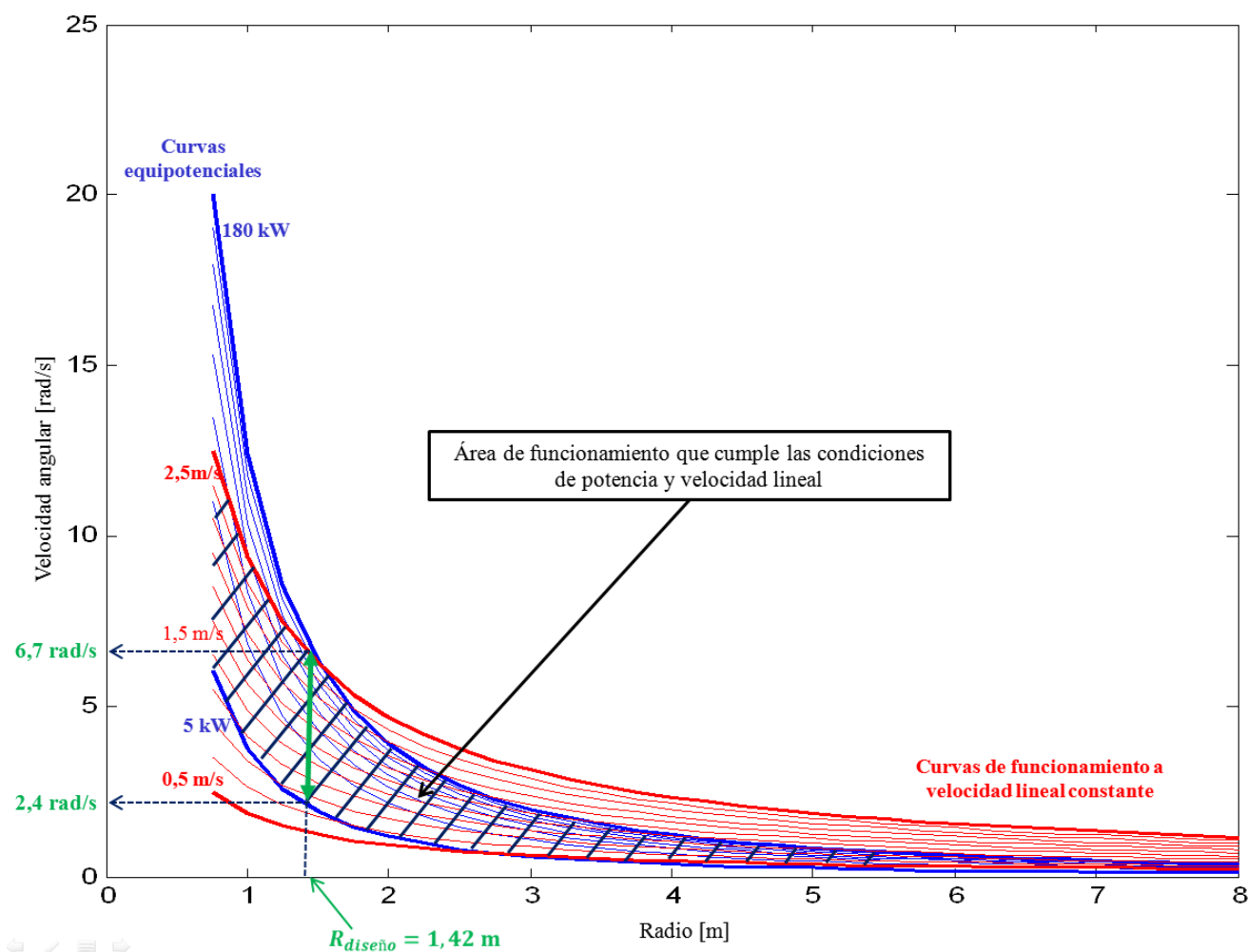


Fig. 7.27 Curvas de funcionamiento de la turbina Wells en función de la velocidad angular y el radio trabajando con $\phi_{\text{óptima}}$

Como las curvas equipotenciales y las que determinan el funcionamiento de la turbina a velocidades lineales constantes se cruzan, la turbina podría extraer la potencia requerida dentro del rango supuesto para las velocidades lineales del absorbedor estimadas en el caso en que trabajase con $\phi_{\text{óptima}}$. Esto significa que si el área rayada fuese cero, la turbina Wells no podría dar la potencia requerida en la aplicación que se está estudiando.

Como el radio factible de diseño ya fue definido en el apartado anterior, la zona por la que se moverá la turbina trabajando dentro del absorbedor puntual será la flecha verde. Con lo cual, observando la figura se determinó que el rango de velocidades de giro de la turbina para que ésta trabajase en el punto de eficiencia máxima aportando la potencia requerida debería ser aproximadamente de: $2.4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} < \omega < 6.7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ dependiendo de la velocidad lineal.

8. Método de evaluación energética del absorbedor con turbina

Una vez desarrollados los modelos del absorbedor con el estrechamiento y de la turbina por separado, para poder realizar una evaluación energética del dispositivo se han unido los dos modelos y se ha diseñado una estrategia de control.

8.1. Integración del modelo del absorbedor con el de la turbina

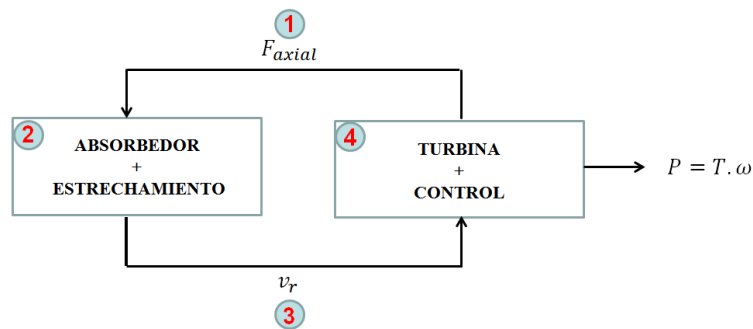


Fig. 8.1 Diagrama de flujo del método de evaluación energética de la geometría 2

1. Como el pistón equivalente del absorbedor se relaciona con la columna de agua a través de la fuerza axial que se produce entre ambos, de igual manera es necesario obtener la fuerza axial que se da en la turbina, ya que será el dato de entrada en el modelo del absorbedor porque coincide con la F_{PTO} .
2. Por otra parte, tal y como se ha visto en el modelo del absorbedor, una vez obtenidos los coeficientes hidrodinámicos (y con ellos, las fuerzas implicadas), basta con resolver el circuito equivalente para obtener la velocidad relativa entre los dos cuerpos.
3. Esta velocidad será la entrada del modelo de la turbina, ya que es la velocidad con la que el agua entra en la misma.
4. Partiendo de dicha velocidad relativa se obtiene el caudal, y con éste se puede hallar el par, la velocidad de giro y la fuerza axial.

8.2. Datos de entrada

La manera de cargar los datos y parámetros de entrada para el modelo que se ha desarrollado en *Simulink* es ejecutar el programa “*START.m*” que llama a las funciones que calculan los coeficientes hidrodinámicos y las curvas características de la turbina.

Los nombres de dichas funciones son los siguientes:

- *CH.m*
- *S2nut.m*
- *MODhidraulico.m*
- *MODaxialwells.m*
- *MODparwells.m*
- *tablaDAMPING.m*

Y los datos de entrada quedan recogidos en [Tabla 1].

| OLEAJE | ABSORBEDOR | TURBINA |
|--------|----------------------------------|---------|
| H_s | $R_{R_1}, R_{R_2}, R_{R_{12}}$ | J |
| T_p | α | K |
| ρ | b_1, b_2, b_3, b_4 | |
| | R_{tubo} | |
| | $db, lh1, lh2, K_{pt1}, K_{pt2}$ | |

Tabla 1. Datos de entrada del método de evaluación del absorbedor con turbina

(Siendo J la inercia y K el coeficiente de fricción de la ecuación dinámica de la turbina, que se verá más adelante.)

8.3. Modelo en el dominio del tiempo del sistema con turbina

El modelo se ha dividido en 5 bloques, que aparecen recogidos en la figura [Fig. 8.2].

1. Cálculo de la Z_{PTO} óptima
2. Cálculo de la ω óptima
3. Control de la turbina
4. Modelo mecánico de la turbina
5. Modelo de la turbina en el tiempo
6. Modelo del absorbedor en el tiempo

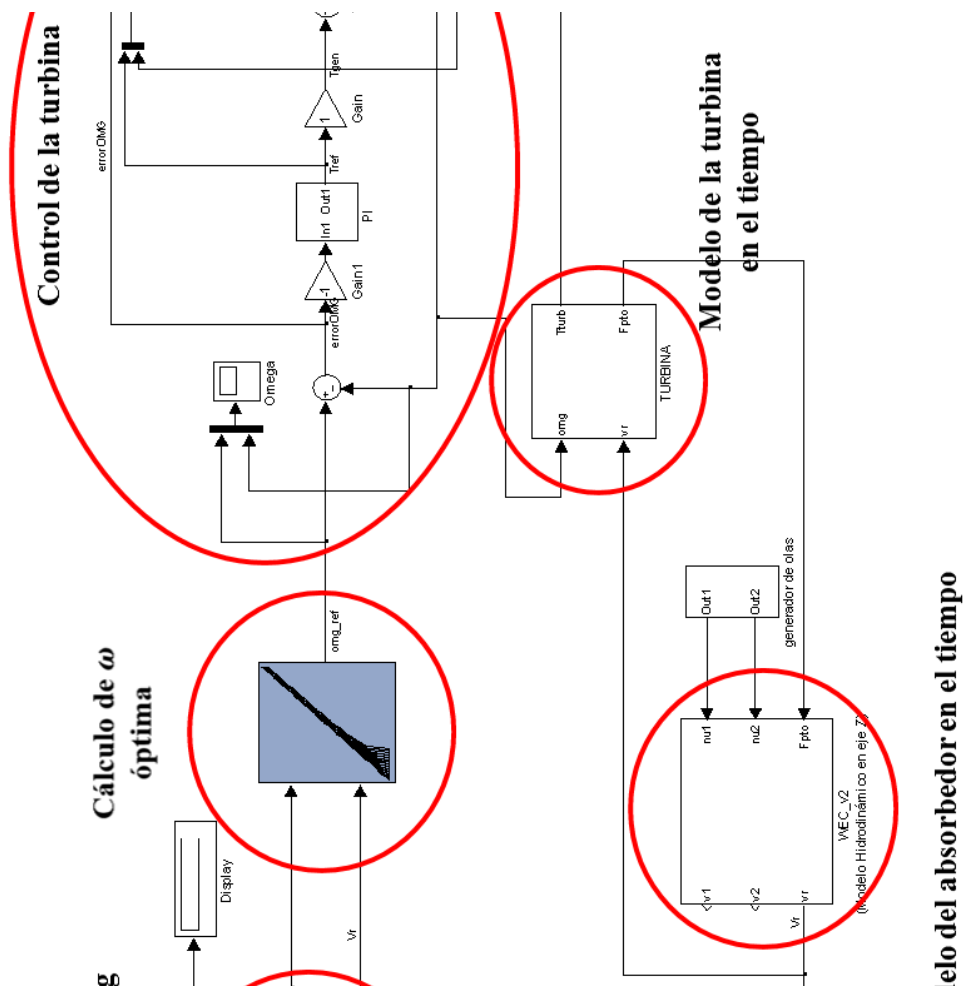


Fig. 8.2 Método de evaluación energética del sistema con turbina diseñado en Simulink

Para mostrar el sistema de una manera más aclaratoria en la figura [Fig. 8.3] se muestra un esquema del sistema completo (con los modelos del absorbedor y la turbina integrados) con los flujos de variables y parámetros.

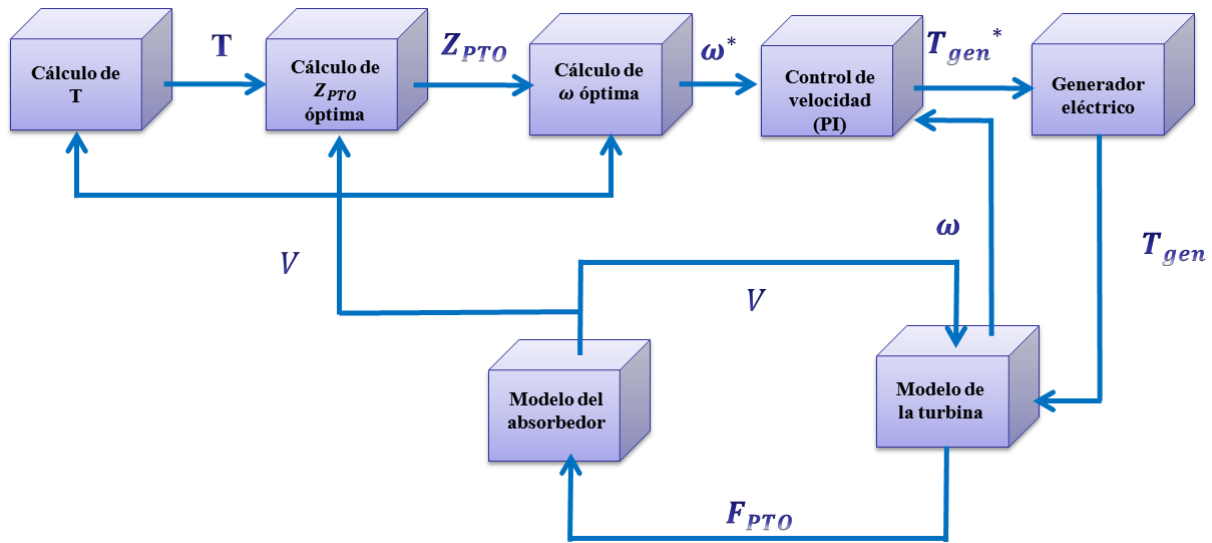


Fig. 8.3 Esquema del sistema de absorbedor con turbina

8.3.1. Cálculo de la Z_{PTO} óptima

Al igual que se hizo en el sistema con pistón, la manera de optimizar el movimiento del absorbedor va a ser realizando un control hallando la Z_{PTO} que haga que el sistema eléctrico equivalente cumpla las condiciones de resonancia. Para ello se hará una tabla que representa la relación entre el periodo de pico de la ola y la Z_{PTO} .

- **Función de START.m: “MODhidrodinámico.m”**

Sigue la misma metodología que se ha visto en el caso del sistema con pistón: resuelve el equivalente Thevenin en la frecuencia para distintos periodos de pico de ola y calcula una tabla de Z_{PTO} [Fig. 8.4].

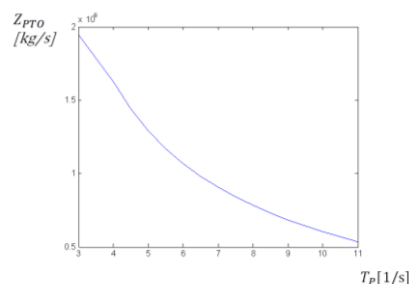


Fig. 8.4 Tabla de salida de la función “MODhidrodinámico.m” que relaciona el Z_{PTO} con T_P

8.3.2. Cálculo de la ω óptima

Este bloque tiene como objetivo calcular la ω de consigna que sirve como referencia para el sistema de control de la turbina. Para ello se ha buscado la manera de relacionar la ω con el caudal que atraviesa la turbina (que depende directamente de la velocidad

relativa entre los dos cuerpos del absorbedor) y con la fuerza axial que se produce en la misma.

El bloque tiene como entrada la velocidad relativa que se obtiene del modelo en el tiempo de la turbina, y la Z_{PTO} que se calcula en el bloque de *damping* óptimo. La fuerza axial que se produce sobre la turbina se puede hallar a través de la siguiente expresión: $F_{axial} = v_r \cdot Z_{PTO}$.

La herramienta que se utilizó para relacionar el coeficiente de *damping* (Z_{PTO}) y la velocidad relativa (v_r) con la ω fue la tabla de presión adimensional de la turbina [Fig. 8.5]. Como los dos ejes dependen de ω , no se puede utilizar la tabla directamente, por lo que se ha obtenido su aproximación polinómica a través del editor de gráficas de *Matlab*, y sustituyendo los parámetros ΔP^* y ϕ por sus expresiones dependientes de F_{ax} y v_r (que son datos conocidos) quedando la ecuación en función de ω , que es el dato que se quiere obtener.

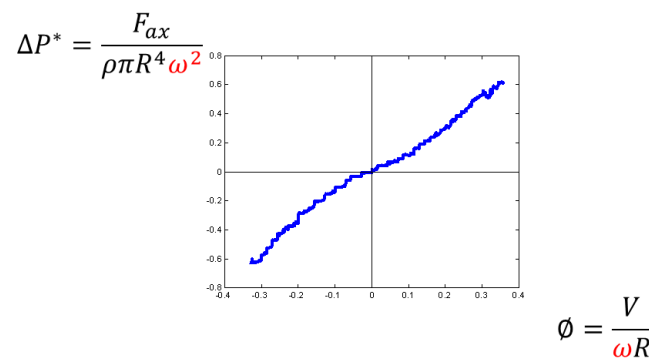


Fig. 8.5 Expresión de los ejes de la gráfica de par adimensional

Se han planteado dos maneras de resolver esta ecuación:

1. Dejar la ecuación en función de la fuerza axial, y multiplicar la velocidad y el coeficiente de *damping* para que el bloque tenga la fuerza axial como entrada.
2. Sustituir la expresión de la fuerza axial ($F_{axial} = v_r \cdot Z_{PTO}$) en la ecuación y dejarla en función del coeficiente de *damping*.

Como la velocidad relativa y la fuerza axial son sinusoidales, la opción con unas transiciones más suaves de caudal positivo a negativo será la elegida, ya que en este bloque se calcula la ω , que se utiliza como consigna para el control de la turbina.

- ***Función de START.m: “tablaFAX.m”***

Esta función parte de la expresión de la aproximación cúbica de la curva de presión adimensional de la turbina y sustituye las expresiones de los coeficientes para dejar todo en función de ω (Ec. 8.1). (Siendo: $C_0 = 0$, $C_1 = 1.3$, $C_2 = 0.48$, $C_3 = 5.2$). Queda una ecuación sencilla de resolver porque es cuadrática. Haciendo un barrido de fuerzas y velocidades resuelve la ecuación de ω para cada pareja de F y V y carga todos los valores de ω en una matriz. Representando esta matriz de ω en 3D se obtiene la siguiente superficie [Fig. 8.6].

$$\Delta P^* = C_0 + C_1\phi + C_2\phi^2 + C_3\phi^3$$

$$\frac{F}{\rho\omega^2\pi R^4} = C_1 \frac{V}{\omega R} + C_2 \frac{V^2}{\omega^2 R^2} + C_3 \frac{V^3}{\omega^3 R^3}$$

$$\frac{F\omega}{\rho\pi R} = C_1 V \omega^2 R^2 + C_2 V^2 \omega R + C_3 V^3$$

$$(C_1 V R^2)\omega^2 + \left(C_2 V^2 R - \frac{F}{\rho\pi R}\right)\omega + (C_3 V^3) = 0$$

(Ec. 8.1)

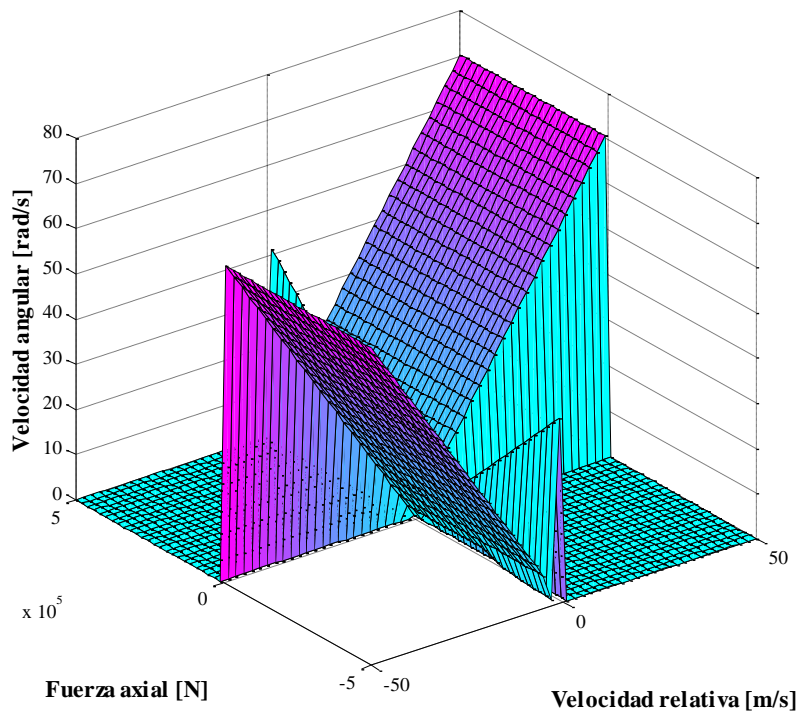


Fig. 8.6 Tabla de salida de la función “tablaFAX.m” que relaciona ω con F y con V

- **Función de START.m: “tablaDAMPING.m”(5)**

Hace lo mismo que la anterior función pero sustituyendo la fuerza por la expresión de Z_{PTO} (Ec. 8.2). También queda una ecuación cuadrática, por lo que resolviéndola de la misma manera que antes (pero esta vez en vez de hacer un barrido de fuerzas se hará un barrido de coeficientes de *damping*), se obtiene la siguiente superficie [Fig. 8.7].

$$\Delta P^* = C_0 + C_1\phi + C_2\phi^2 + C_3\phi^3$$

$$\frac{\Delta P^*}{\phi} = C_1 + C_2 \phi + C_3 \phi^2$$

$$D = \left(C_1 \frac{V}{\omega R} + C_2 \frac{V^2}{\omega^2 R^2} + C_3 \frac{V^3}{\omega^3 R^3} \right) \rho \omega \pi R^3$$

$$D = (C_1 \rho \pi R^3) \omega + (C_2 \rho \pi R^2 V) + (C_3 \rho \pi R^3 V^2) \frac{1}{\omega}$$

$$(C_1 \rho \pi R^3) \omega^2 + (C_2 \rho \pi R^2 V - D) \omega + (C_3 \rho \pi R^3 V^2) = 0$$

(Ec. 8.2)

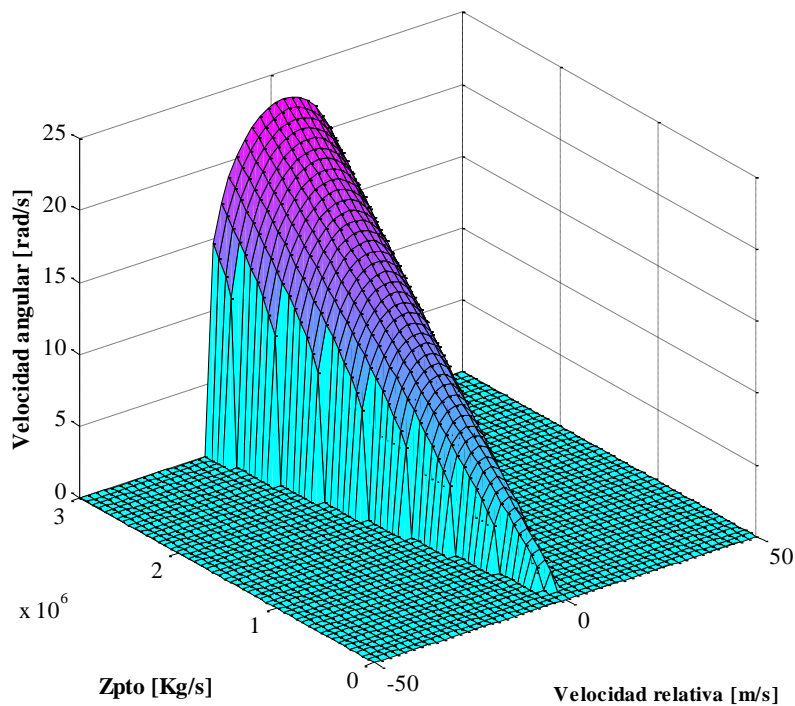


Fig. 8.7 Tabla de salida de la función "tablaDAMPING.m" que relaciona ω con Z_{pto} y con V

Observando la evolución de la superficie en los pasos por cero de la velocidad relativa en ambas figuras [Fig. 8.8] se puede apreciar que en la segunda gráfica no hay saltos que puedan perturbar la señal de salida, fenómeno que sí ocurre en la primera gráfica ya hay unas pendientes muy pronunciadas que suponen un salto brusco de valores de ω , así como una discontinuidad. Teniendo en cuenta que esta gráfica servirá para obtener el valor de la ω de referencia para el sistema de control, es conveniente eliminar los cambios bruscos de la misma porque dificultan la labor del controlador, que se ocupa de acercar la ω real de la turbina a la de consigna.

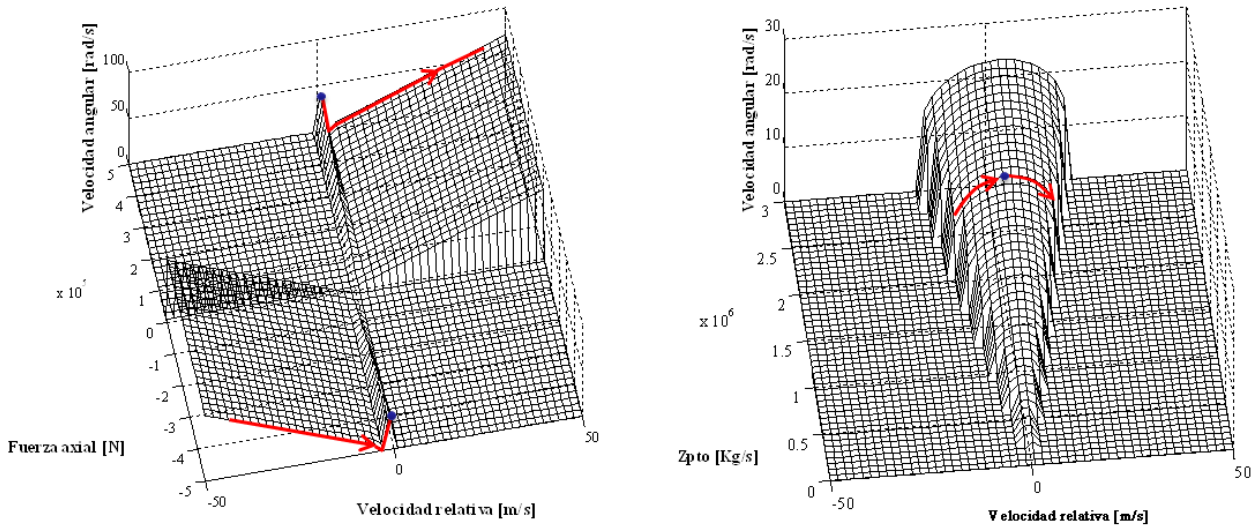


Fig. 8.8 Evolución de las superficies de velocidad angular en los pasos por cero de la velocidad relativa

Por todo ello, la última tabla (*tablaDAMPING*) es la que se ha implementado en este bloque. El bloque de *Simulink* obtiene la ω óptima interpolando en la tabla con los datos de velocidad relativa y Z_{pto} entrantes.

8.3.3. Control de la turbina

Este bloque tiene como función regular la velocidad angular de la turbina a partir de la velocidad angular de consigna que se calcula con la tabla anterior.

Es conveniente destacar que el generador no ha sido incluido en este modelo y se ha representado con un bloque unitario que obtiene una potencia eléctrica igual a la potencia mecánica de entrada.

Se utiliza un regulador PID para regular la velocidad angular de la turbina, siendo la variable de salida del regulador el par del generador necesario para conseguirla.

8.3.4. Modelo mecánico de la turbina

Es una función de transferencia que implementa la ecuación dinámica de la turbina (Ec. 8.3). Siendo J y K las constantes de inercia y amortiguamiento respectivamente y que son datos de entrada del programa *START.m*. J se estima a partir de las dimensiones de la turbina con la expresión (Ec. 8.4). Por otra parte, la K es el coeficiente de pérdidas en los rodamientos, que se puede considerar despreciable, o estimar a partir de la velocidad de giro de la turbina.

$$T_{turbina} - T_{generador} = J \frac{d\omega}{dt} + K\omega$$

(Ec. 8.3)

$$J = \frac{GD^2}{4g}$$

(Ec. 8.4)

8.3.5. Modelo de la turbina en el tiempo

El bloque que se desarrolló en *Simulink* para el modelo de la turbina en el tiempo es el siguiente [Fig. 8.9]. Pero para explicarlo con mayor claridad a continuación se expone un esquema del diagrama de flujo del mismo [Fig. 8.10].

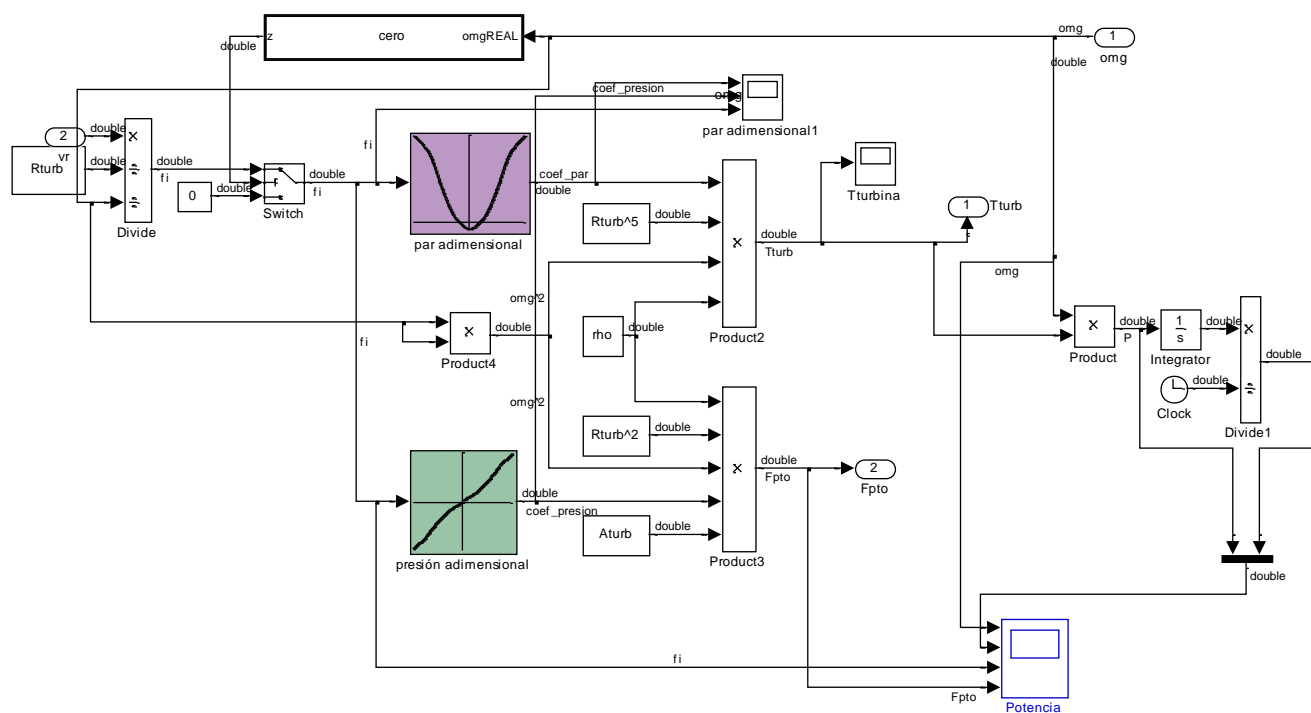


Fig. 8.9 Modelo de la turbina Wells en Simulink

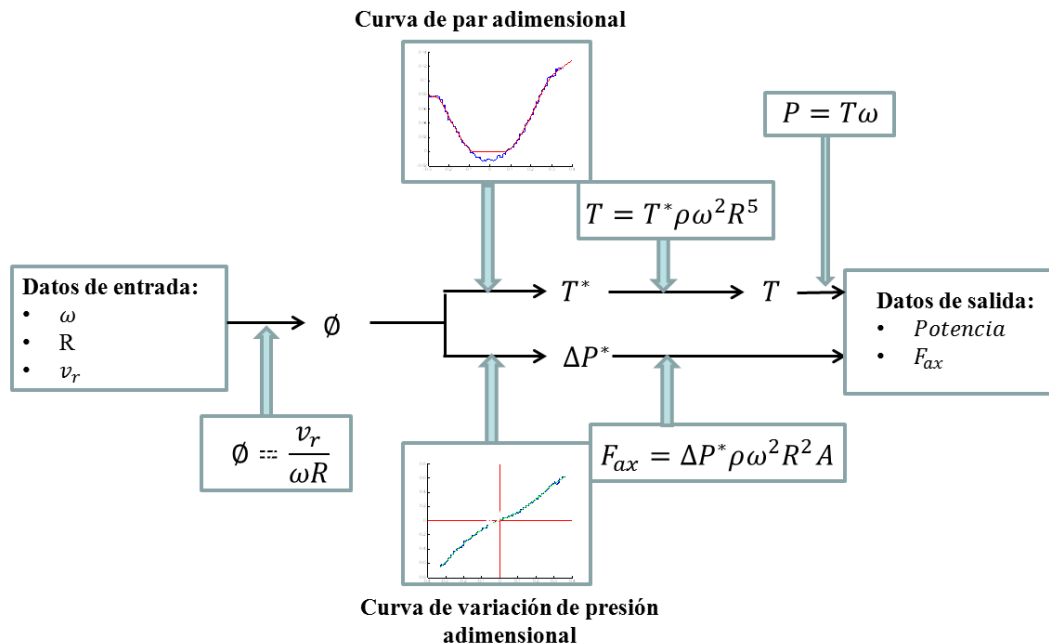


Fig. 8.10 Esquema del modelo de la turbina

Se puede observar que la entrada del modelo son los parámetros de diseño y la velocidad lineal en el eje Z del agua que atraviesa la turbina (que coincide con la velocidad relativa entre la columna de agua y el tubo del absorbedor, y que se puede medir). Con estos datos se obtiene el caudal adimensional (ϕ) a partir de su expresión, que ya ha sido descrita en apartados anteriores. Una vez conocido, gracias a las curvas de la turbina, se obtiene el par y la variación de presión adimensionales. Como son datos adimensionales, basta con aplicar las dimensiones de la turbina para obtener los valores de par y fuerza axial que se desarrollan en la turbina concreta conforme pasa la columna de agua a través de ella.

A partir del par se podrá hallar la potencia extraída del agua por la turbina Wells. Por otra parte, la variación de presión adimensional da el valor de la fuerza axial que realiza la turbina sobre la columna de agua. Este último dato es importante ya que es el parámetro que relaciona la turbina con el pistón equivalente del modelo del absorbedor.

Las funciones desarrolladas para cargar las gráficas en el programa fueron las siguientes:

- **Función de START.m: “MODaxialwells.m”**

Lee la curva del coeficiente de variación de presión adimensional de la turbina en función del coeficiente de flujo en formato de imagen y la convierte en una tabla de datos [Fig. 8.11].

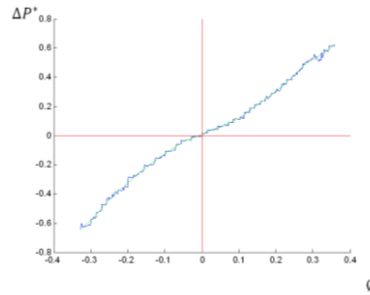


Fig. 8.11 Tabla de salida de la función “MODaxialwells.m” que relaciona el ΔP^* con ϕ

- **Función de START.m: “MODparwells.m”**

Lee la gráfica del coeficiente de par adimensional de la turbina en función del coeficiente de flujo en formato de imagen y la convierte en una tabla de datos.

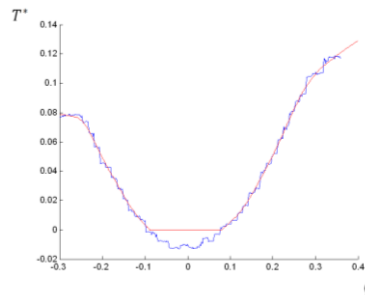


Fig. 8.12 Tabla de salida de la función “MODparwells.m” que relaciona el T^* con ϕ

Se puede observar que en la tabla [Fig. 8.12] se ha eliminado el par negativo (curva roja), que se obtiene de la gráfica original (curva azul) porque para velocidades relativas pequeñas la turbina se desconectará de la red antes de que el generador empiece a absorber potencia.

8.3.6. Modelo del absorbedor en el tiempo

El modelo del absorbedor en el tiempo es muy parecido al que se implementó en el sistema con pistón, pero insertando los términos que modelan el estrechamiento del tubo [Fig. 8.13]. Este bloque resuelve las ecuaciones del circuito equivalente hallando la velocidad relativa en el tiempo a partir de los datos de entrada que son: F_{PTO} (o fuerza axial), los coeficientes hidrodinámicos y $\eta_1(t), \eta_2(t)$.

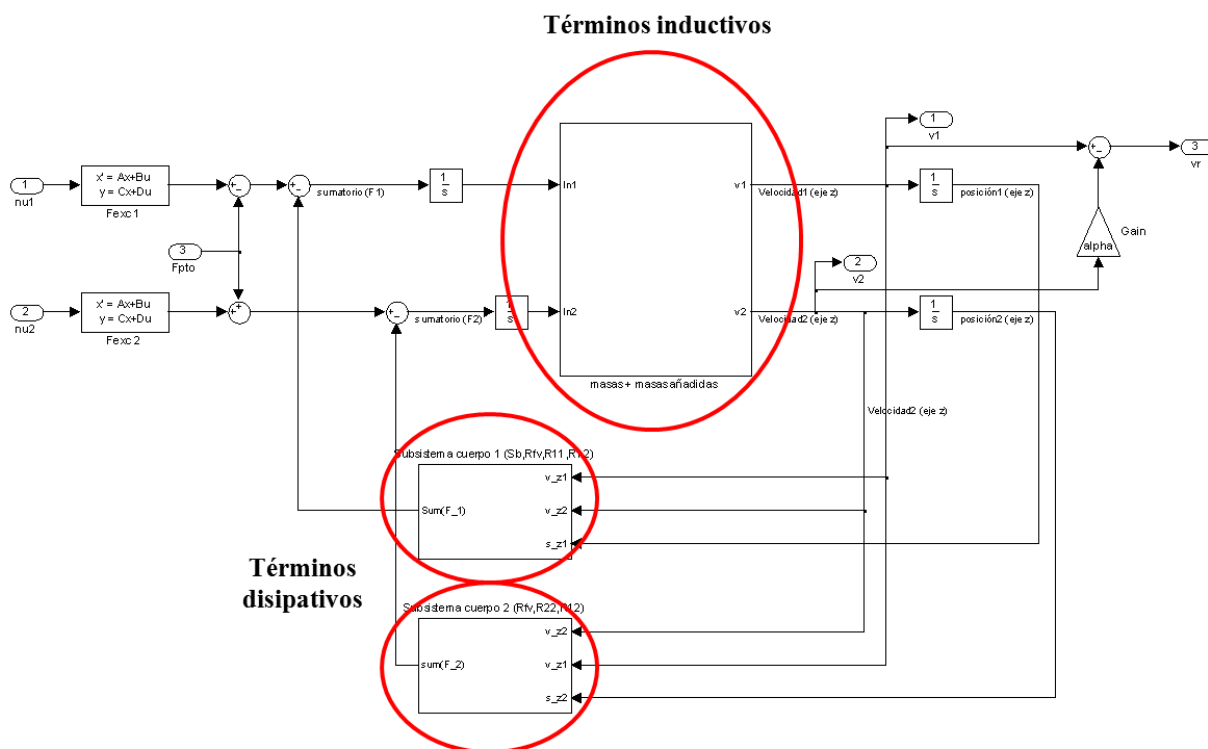


Fig. 8.13 Modelo del absorbedor en Simulink

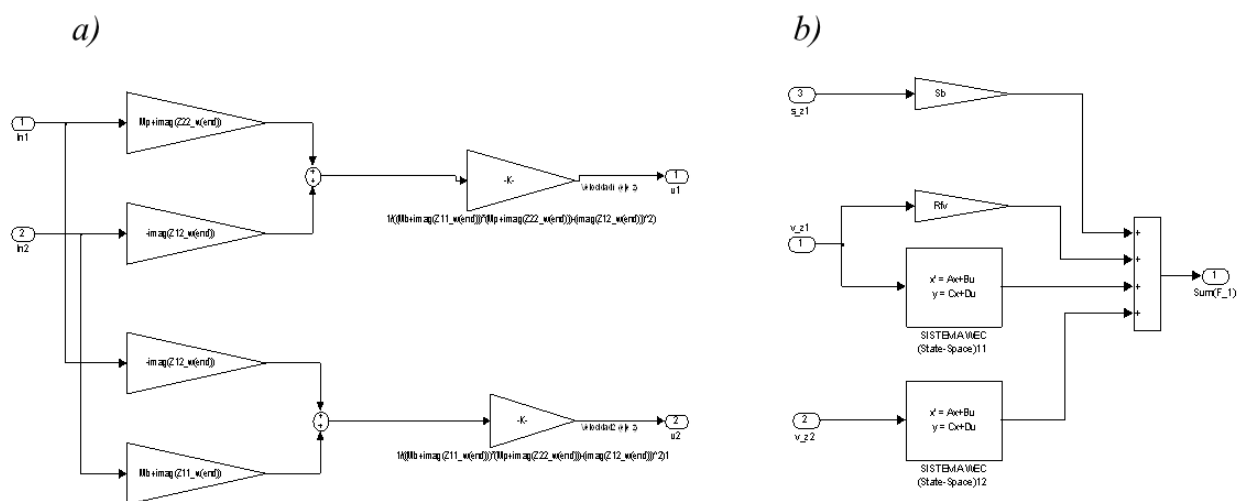


Fig. 8.14 a) Bloque de términos inductivos. b) Bloque de términos disipativos

Para hallar los coeficientes hidrodinámicos y $\eta_1(t)$, $\eta_2(t)$ que son entrada del bloque, se programaron dos funciones en el programa de carga de datos que se explican a continuación:

- **Función de START.m: “CH.m”**

Calcula los coeficientes hidrodinámicos en el tiempo hallando sus coeficientes del espacio de estados a través del método teórico que se ha explicado con anterioridad en este documento. Para ello llama a una serie de funciones que se exponen a continuación:

La entrada de esta función es un archivo Excel en el que hay que escribir previamente los parámetros dimensionales del absorbedor puntual. La función lee el archivo Excel llamando a una función desarrollada para tal fin llamada *“leer_xls.m”*.

Paso 1: Cálculo de los coeficientes ‘mn’

Calcula los coeficientes ‘mn’ a partir de un vector de coeficientes “k” (ángulo de repetición de la ola) y de un escenario definido por *R* y *H*. Para ello llama a la función *“calcular_mn.m”*, y guarda los resultados en otra hoja del archivo de Excel llamando a la función *“escribir_xls”*.

Paso 2: Cálculo de los coeficientes hidrodinámicos en el dominio de la frecuencia de las fuerzas de radiación y de excitación.

Llama a la función *“calcular_Fe_Z_w.m”* y otra vez a *“escribir_xls”* para meter los resultados en otra hoja de Excel.

Paso 3: Cálculo de las funciones de respuesta al impulso en el tiempo de las fuerzas de radiación y de excitación.

Llama a la función *“calcular_Fe_Z_t.m”* y vuelve a guardar los resultados en otra hoja de Excel.

Paso 4: Realización de las respuestas al impulso en un espacio de estados.

Halla los coeficientes hidrodinámicos de la fuerza de excitación y la fuerza de radiación, que se representan como un espacio de estados. Para ello la función llama a *“calcular_Fe_Z_ss.m”*, que devuelve los coeficientes del espacio de estados de cada uno de los coeficientes hidrodinámicos, y los tiempos de adelanto para causalizar las fuerzas de excitación.

- **Función de START.m: “S2nut.m”**

Calcula las funciones $\eta_1(t)$, $\eta_2(t)$ utilizando las expresiones de Pierson-Moskowitz o JONSwap que han sido expuestas en apartados anteriores (se puede elegir entre las dos opciones).

8.4. Resultados del control aplicado

Los resultados de la simulación que se ha realizado con *Simulink* del sistema absorbedor + estrechamiento + turbina se exponen y analizan en este apartado. Es conveniente puntualizar que se hará mención al estudio en el tiempo de la forma de onda de los parámetros de la turbina con caudal sinusoidal que se ha expuesto en el presente documento en el apartado 7.3.4 *Resultados de la simulación: Comportamiento de las curvas características con caudal sinusoidal*.

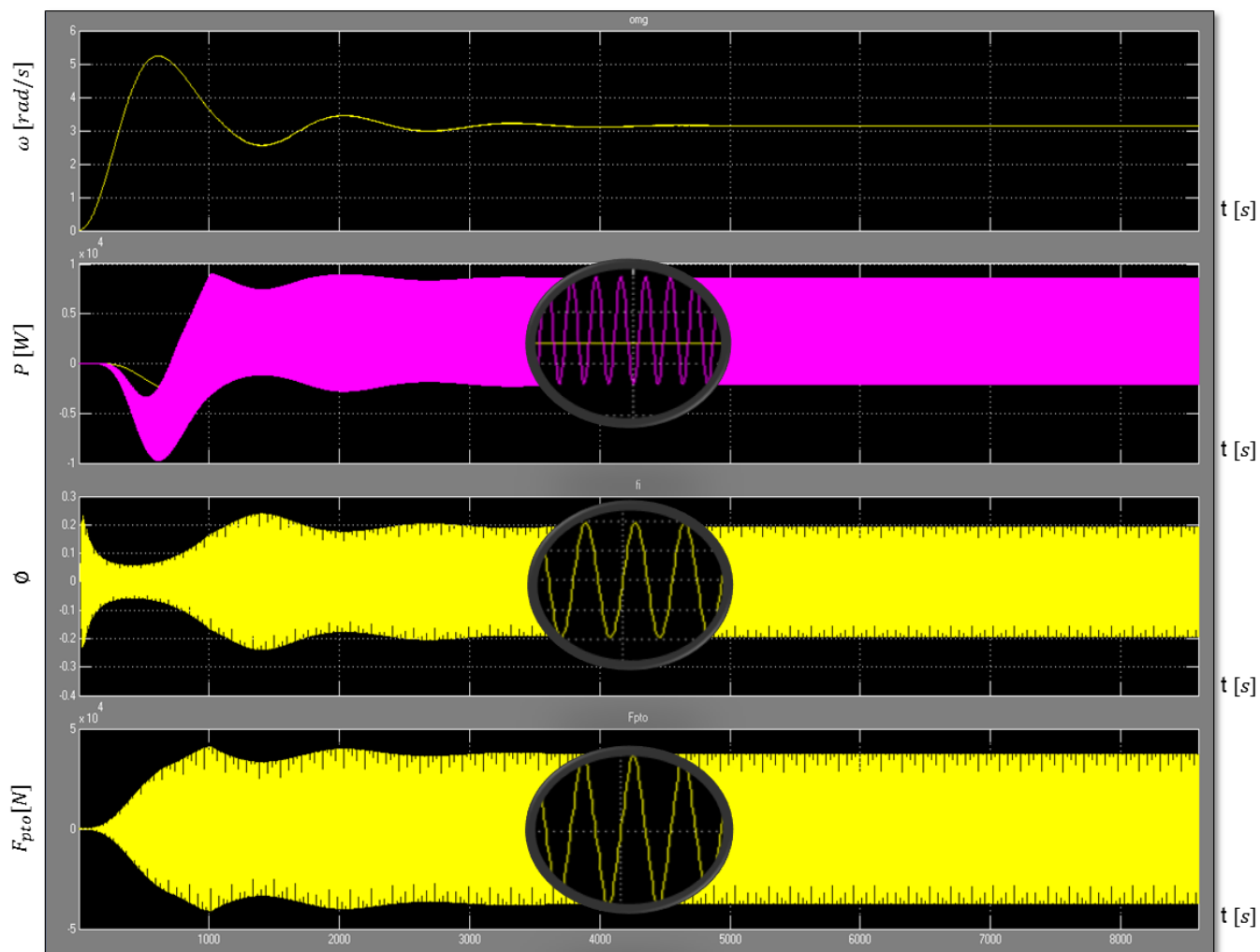


Fig. 8.15 Resultados de la simulación con Simulink de ω , Potencia, Φ y Fuerza axial del sistema de absorbedor con estrechamiento y turbina

La figura [Fig. 8.15] corresponde a los datos obtenidos a partir de una simulación de 2.5 horas realizada en *Simulink*, cuyos parámetros se van a evaluar por separado a continuación. El hecho de exponer las gráficas juntas ayuda a evaluar con mayor facilidad la influencia que tiene cada parámetro sobre los demás.

8.4.1. Velocidad angular

8.4.1.1. Estudio de la forma de onda

Es el parámetro de la turbina que mayor importancia tiene ya que determina la estabilidad del sistema porque todos los parámetros adimensionales dependen de ella. Se puede ver que tiene un movimiento amortiguado y a partir de los 2500 segundos aproximadamente se hace estable.

El hecho de que la ω sea siempre positiva es importante porque si se recuerdan los requisitos que tenía que tener la turbina en esta aplicación (apartado 7.3.1), uno de ellos es que girese siempre en el mismo sentido, ya que en el cambio de sentido supondría una gran pérdida de tiempo en el ciclo de extracción de potencia.

8.4.1.2. Ajuste a la referencia

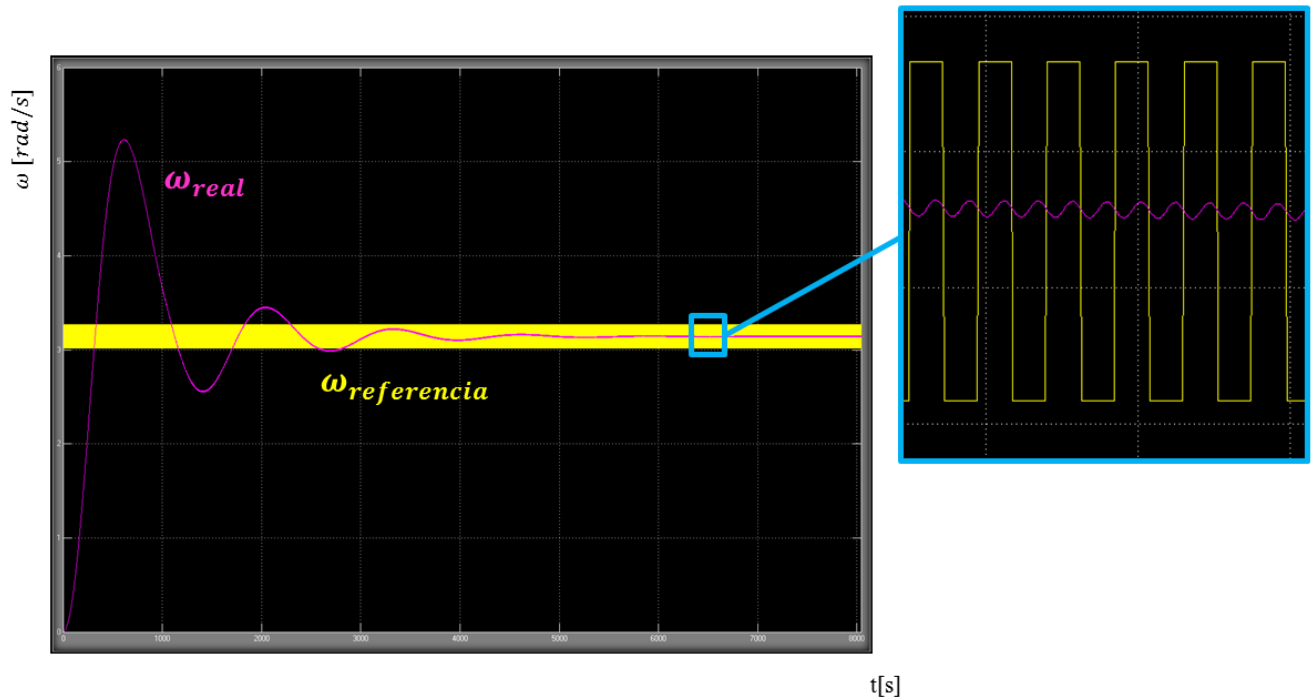


Fig. 8.16 Forma de onda de ω

En la figura [Fig. 8.16] se puede apreciar que el ajuste de la ω_{real} a la $\omega_{referencia}$ se produce tras tan solo tres sobreoscilaciones, con lo que el control de este parámetro se puede considerar bastante bueno y rápido. En lo referente a la forma de onda de la referencia, se aprecia un cambio brusco de valor en comparación con el orden de magnitud de la ω en los cambios de signo de la velocidad relativa, pero el hecho de que sea prácticamente simétrica respecto a su valor medio hace que la ω pueda ajustarse a un valor único.

8.4.2. Potencia

8.4.2.1. Estudio de la forma de onda

En el apartado 7.3.4 se ha estudiado la respuesta del par ante caudal sinusoidal de la turbina Wells obteniéndose una función periódica. Si se compara con los resultados obtenidos en la simulación se puede concluir que la forma se ajusta a los resultados del estudio que se hizo. Esto es debido a que la potencia se obtiene a partir de la

expresión $P = \omega \cdot T$. El par (T) se obtiene interpolando en la gráfica de par adimensional a partir de ϕ (que a su vez es sinusoidal porque está directamente relacionado con la velocidad lineal) y ω es constante cuando el sistema se estabiliza, por lo que parece que tiene sentido que la potencia adquiera esta forma.

En lo que se refiere a la forma de la curva, se puede observar que nada más comenzar la simulación, la potencia se hace negativa llegando a su mínimo cuando el caudal adimensional (ϕ) es mínimo.

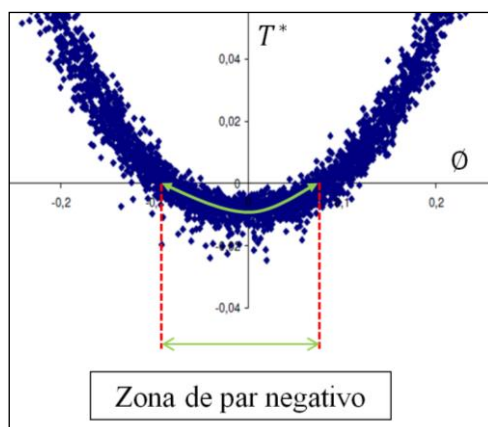


Fig. 8.17 Gráfica de comportamiento del par de la turbina a caudales pequeños

Esto se debe a que el punto de funcionamiento de la turbina se encuentra en la zona de par negativo ($|\phi| < 0.1$) [Fig. 8.17].

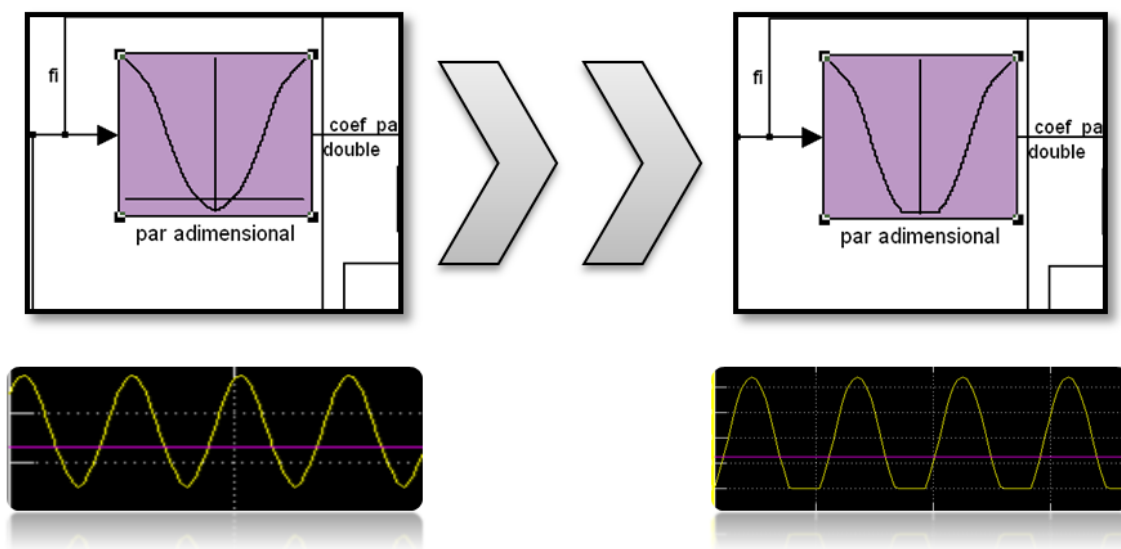


Fig. 8.18 Eliminación del par negativo en el bloque de Simulink

El hecho de que el par que el agua ejerce sobre la turbina sea negativo cuando ϕ es pequeño tiene sentido, ya que atendiendo a la fórmula $\phi = \frac{v}{\omega R}$, conforme disminuye ϕ va disminuyendo la proporción de energía que le llega a la turbina respecto a la que absorbe, hasta que llega un punto en el que es mayor la energía que se absorbe que la que llega, es decir, la turbina “*bate el agua*” en vez de girar como consecuencia del movimiento de ésta. Además, el hecho de que en ese momento la ω sea máxima en esa zona hace que el valor negativo de la potencia sea todavía mayor en valor absoluto por la expresión de la misma.

Como ya se ha mencionado con anterioridad, la turbina se desconectará de red en esta zona de par negativo, por lo que se ha tratado informáticamente la gráfica de par para hacer cero las zonas en las que sea negativo obteniendo las formas de onda que se exponen en la figura [Fig. 8.18]. Para ello se ha diseñado un programa que localiza los puntos negativos y los convierte en 0. El programa de *Simulink* desarrollado tiene la opción de elegir si se quiere corregir el par negativo o no, lo que dependerá de los dispositivos que se tengan para hacerlo en la realidad.

8.4.2.2. Validación del modelo



Fig. 8.19 Comparación de la potencia extraída por la turbina y la que extraería un pistón equivalente

En lo que se refiere al valor de pico de la potencia, se ha desarrollado una gráfica comparativa [Fig. 8.19] entre la potencia que extrae la turbina y la que extraería un

pistón alojado en el mismo sitio y con el mismo radio para comparar los resultados y comprobar la validez de la simulación.

Se puede ver que la diferencia es grande, ya que en el caso del supuesto pistón, la potencia triplicaría a la extraída por la turbina. Este dato se conocía antes de comenzar el presente estudio ya que la eficiencia que proporciona la turbina bidireccional es muy baja por tener un perfil de álabe simétrico, pero cabe recordar que el objetivo de sustituir el pistón por una turbina no es sacar más potencia sino sustituir el generador lineal por uno rotativo, que es más barato y robusto.

Para validar los datos obtenidos en *Simulink* se ha desarrollado un programa que estudia el comportamiento del absorbedor en el dominio de la frecuencia, del que se ha obtenido (estudiándolo con el periodo que se ha utilizado para el modelo del sistema) que la potencia extraída por el pistón equivalente debería ser $2.22 \cdot 10^4 \text{ W}$, lo que concuerda con el valor medio de la segunda onda. El hecho de que los resultados coincidan indica que el modelo se ha desarrollado correctamente y que los datos obtenidos son válidos.

8.4.3. Caudal adimensional

8.4.3.1. Estudio de la forma de onda

El caudal tiene por definición forma sinusoidal (igual que la velocidad relativa) y en este caso amplitud de 0.2. Casualmente, en el apartado 7.3.6.2 se diseñó la turbina para el caudal óptimo que era $\phi_{\text{optima}} = 0.26$, por lo que la turbina del sistema funciona muy cerca del punto de máxima eficiencia.

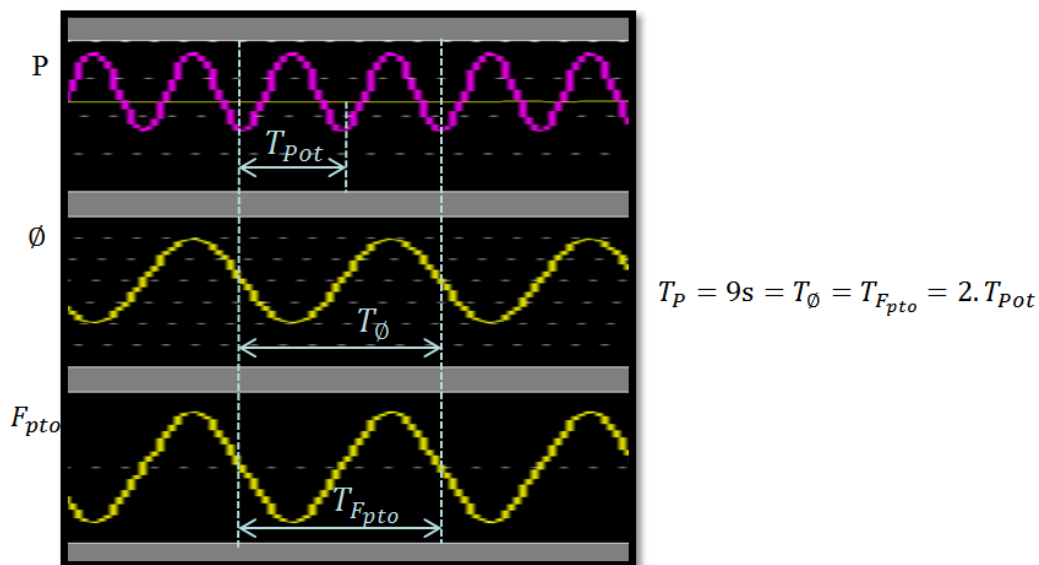


Fig. 8.20 Comparación de los periodos de los distintos parámetros de la turbina

En lo que se refiere al periodo, en la figura [Fig. 8.20] se puede observar que el periodo de \emptyset es el mismo que el periodo de pico que se ha determinado para la ola (9 segundos), y que resulta ser el mismo que el de la fuerza axial (F_{pto}) y el doble que el de la potencia. Esto se debe a la forma de las curvas características de la turbina, tal y como se ha visto en el estudio con caudal sinusoidal de las mismas.

8.4.3.2. Validación del modelo

Una vez conocido el \emptyset al que trabaja el sistema, se ha procedido a repetir el mapa de curvas de funcionamiento equipotenciales y a velocidad relativa constante de la turbina Wells pero esta vez con el valor de $\emptyset = 0.2$ (el valor que se ha obtenido una vez estabilizado el sistema) en vez de la \emptyset óptima. Los resultados de este nuevo estudio se pueden ver en la figura [Fig. 8.21], donde se han señalado en verde los parámetros de diseño (R , ω) con sus valores correspondientes (en el caso de ω el valor es el que se obtiene cuando alcanza la referencia).

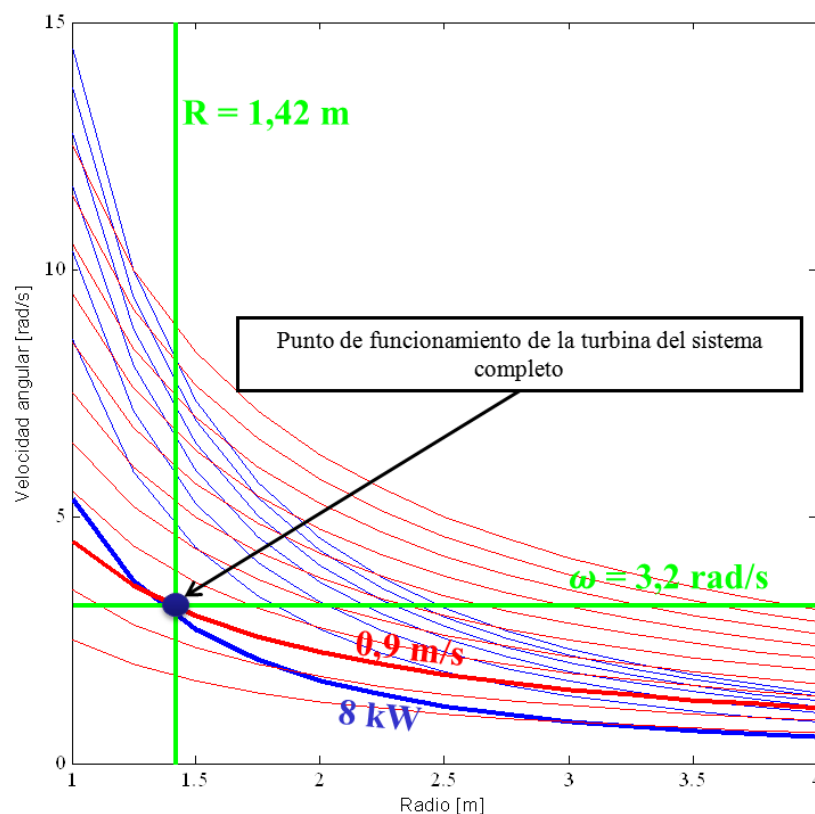


Fig. 8.21 Curvas de funcionamiento de la turbina con $\emptyset = 0.2$

Se puede apreciar que el punto donde se cortan los parámetros de diseño ($R = 1.42 \text{ m}$; $\omega = 3.2 \text{ rad/s}$, punto de funcionamiento), coincide con la intersección de las curvas de $P = 8 \text{ kW}$ y $V_r = 0.9 \text{ m/s}$, lo que concuerda con los valores obtenidos de dichos parámetros en la simulación. La intención de este estudio es validar los resultados obtenidos y el modelo implementado de la turbina. La forma de onda de la

velocidad relativa en la que se puede apreciar la amplitud de la misma se expone en la figura [Fig. 8.22].

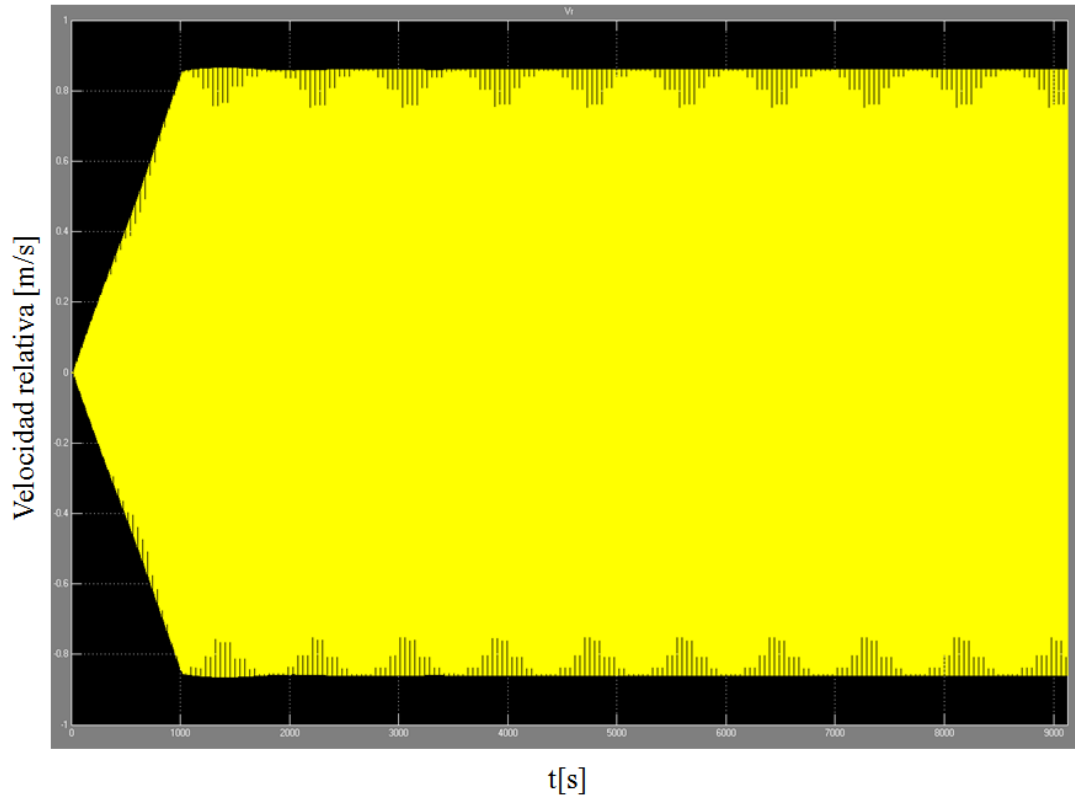


Fig. 8.22 Resultados de la velocidad relativa de la columna de agua respecto de la turbina

8.4.4. Fuerza axial

Los valores de pico que alcanza la F_{pto} rondan los 40 kN, por lo que la potencia instantánea sería mucho mayor en el caso de tener el típico sistema de pistón que aprovecha esta fuerza. Atendiendo a la forma de la onda de la fuerza axial, el amortiguamiento que tiene al principio de la simulación se debe a que en el bloque que genera la elevación de la ola en *Simulink* (η) se ha generado partiendo de cero y aumentando poco a poco hasta llegar a su valor para evitar la brusquedad en su forma que puede generar problemas de picos o indeterminaciones en el resto de parámetros.

9. Diseño de una bancada de laboratorio para ensayar el control diseñado

Como parte final del proyecto se ha diseñado una bancada para el laboratorio que sirva para probar experimentalmente estrategias de control en sistemas de tipo absorbedor puntual, como la que se ha planteado en el proyecto por ejemplo.

La bancada consiste en dos motores eléctricos lineales acoplados mecánicamente, uno funcionando como actuador y el otro como generador.

9.1. *Objetivos de la bancada*

La fabricación de la bancada tiene tres objetivos principales:

- Emular el movimiento relativo entre los dos cuerpos del absorbedor puntual excitados por la fuerza sinusoidal de las olas del mar.
- Emular la extracción de potencia del generador lineal accionado por dicho movimiento relativo de los cuerpos.
- Aplicar las estrategias de control que han sido diseñadas para el absorbedor puntual.

9.2. *Descripción del funcionamiento mecánico*

Para cumplir los objetivos se diseñó una estructura que aloja dos motores eléctricos lineales tubulares de imanes permanentes permitiendo el movimiento relativo de ambos a lo largo de las barras de imanes, que constituyen la parte fija.

Uno de los motores funciona como actuador y simula el movimiento relativo de los cuerpos del absorbedor. El otro motor trabaja como generador y se mueve solidario al actuador gracias al vínculo físico que hay entre ambos, que es una placa sobre la que van atornillados los dos, y que tiene dos patines en su parte inferior que deslizan sobre la guía alojada en el suelo.

La carrera máxima de los motores es la longitud de las barras, y no se ha previsto que llegasen nunca hasta el final de las mismas para evitar el problema de sobreesfuerzos en los apoyos de las barras.

El modelo de la máquina eléctrica lineal que se ha considerado es un actuador eléctrico lineal comercial *XTB 3810* de la empresa *Copley Motion Systems* y sus características se muestran en [Tabla 2].

| MÁQUINA TUBULAR LINEAL DE IMANES PERMANENTES | |
|---|---------|
| Potencia de pico | 774 W |
| Velocidad de pico | 2.8 m/s |
| Carrera | 1.362 m |
| Fuerza | 276.2 N |
| Fuerza de pico máxima | 1860 N |
| Corriente | 2.10 A |
| Voltaje | 380 V |

Tabla 2 Valores nominales de la máquina lineal XTB3810

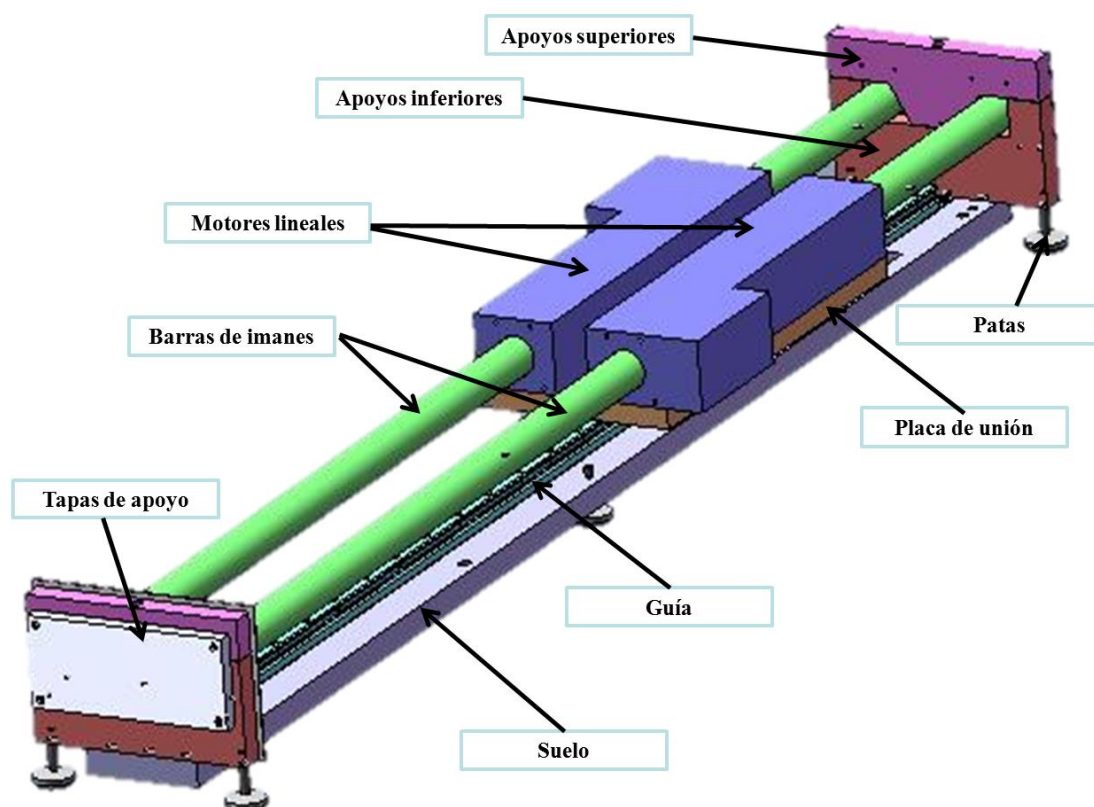


Fig. 9.1 Diseño de la bancada de laboratorio desarrollado en el programa de diseño SolidWorks

9.3. Descripción de los componentes

- **2 Motores lineales:**

Se trata de dos motores tubulares modelo *XTB3810* de la marca AMETEK que pueden trabajar como motores y como generadores. Los vástagos respecto a los que deslizan son barras de imanes permanentes de 38 mm de diámetro y 168 mm de longitud. Entre la barra y los motores hay rodamientos dentro de las carcasas de éstos que evitan el contacto directo con las barras.

- **Guía y 2 patines:**

Se ha optado por poner una sola guía en la estructura sobre la que deslizará la placa que conduce los dos motores a través de los patines. Esta opción evita el problema de diseñar el suelo de la estructura bajo la condición de estricto paralelismo entre los alojamientos de las guías, lo que encarecería la fabricación y dificultaría el montaje.

- **Placa de unión**[Fig. 9.2]

En su cara superior van atornillados los dos motores dispuestos en contracorriente (la razón de colocarlos en contracorriente es que de esta manera se minimiza el espacio que hay entre ellos porque se enfrentan las caras planas), y en la cara inferior se atornillan los dos patines que se colocarán en la guía. Los alojamientos de los tornillos son tales que la cabeza de los mismos queda embebida en la propia placa para evitar colisiones con los demás componentes. En lo que se refiere al montaje, primero se deben atornillar los patines y luego los motores para evitar interferencias entre los agujeros y los cuerpos atornillados.

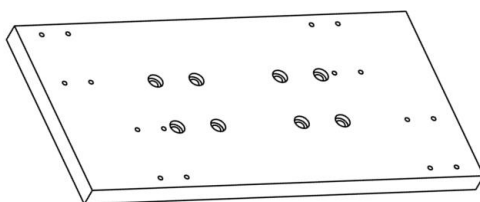


Fig. 9.2 Placa de unión de los motores

- **Suelo**

Es una placa sobre la que van atornillados una serie de componentes:

- En la cara superior: los 2 apoyos inferiores de las barras y la guía (que tiene un hueco para alojarla)
- En la cara inferior: 6 patas regulables de rosca.

Al igual que ocurre con la placa que aloja los motores, en el suelo también quedan embebidas las cabezas de todos los tornillos dejando así recta la superficie sobre la que deslizan los patines. Para poder atornillar y desatornillar los motores una vez metidos los patines en la guía, y fijados éstos a la placa, se han diseñado 4 agujeros en el suelo que coinciden con las posiciones de los

tornillos de los motores, y a través de los cuales se puede acceder a éstos para manipularlos.

- **6 patas**

Van atornilladas de la siguiente manera:

- 2 en cada uno de los 2 apoyos inferiores de las barras
- 2 en el suelo de la estructura

Como el punto en el que se atornillan en los apoyos y en el suelo se encuentra a distinta altura, será necesario realizar una nivelación de las mismas. En el caso del suelo es necesario cortarlas porque está más bajo que los apoyos, y al ponerlas al mismo nivel sobresaldrían por la cara superior del mismo.

- **2 Apoyos superiores de las barras [Fig. 9.3]**

Tanto el apoyo inferior como el superior se colocan en los dos extremos del suelo y entre los dos tienen como función principal sujetar las barras de imanes y garantizar su paralelismo. Los apoyos superiores de las barras deben evitar el movimiento vertical de las mismas y garantizar el paralelismo entre ambas. Para ello se han diseñado los apoyos de tal manera que tocan a las barras con 2 caras: una horizontal que impide que las barras se levanten, y otra que tiene un cierto ángulo y que restringe la posición horizontal de las mismas. Para poder ajustar la posición, se ha dejado una holgura de 1 mm entre los apoyos superiores e inferiores, por lo que a través de tres tornillos se pueden nivelar, ya que conforme baja el apoyo, la barra va moviéndose siguiendo a la cara oblicua hasta que se consigue el paralelismo. Por otra parte, también alojan los tornillos sobre los que se montarán los fuelles y lo mismo con las tapas de los apoyos.

- **2 Apoyos inferiores de las barras [Fig. 9.3]**

Tienen como objetivo que las barras se apoyen sobre ellos y sujetar los apoyos superiores que se atornillan a éstos.

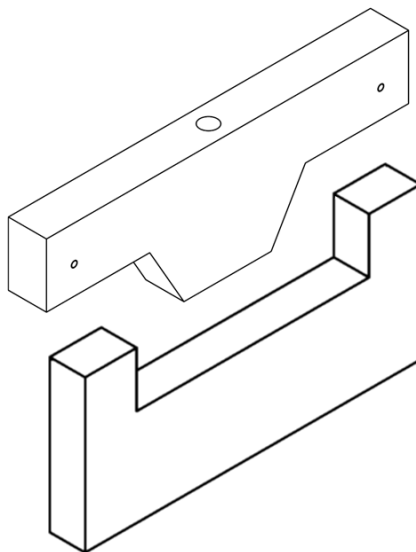


Fig. 9.3 Apoyos superior e inferior de las barras

- **2 Tapas de apoyos**
Se atornillan en el conjunto apoyo inferior-apoyo superior y tocan el extremo de la barra para restringir el movimiento transversal de la misma.
- **2 Fuelles**
Se han diseñado dos fuelles que protegen las barras de imanes y se enganchan a los motores y a los apoyos de las barras.

9.4. Control de la bancada

Las dos máquinas eléctricas están alimentadas con dos convertidores electrónicos de potencia separados y estos convertidores están conectados directamente a la red, lo que permite probar diferentes algoritmos de conexión a red para evaluar la calidad de la potencia eléctrica vertida a la red. La conexión eléctrica se muestra en la figura [Fig. 9.4].

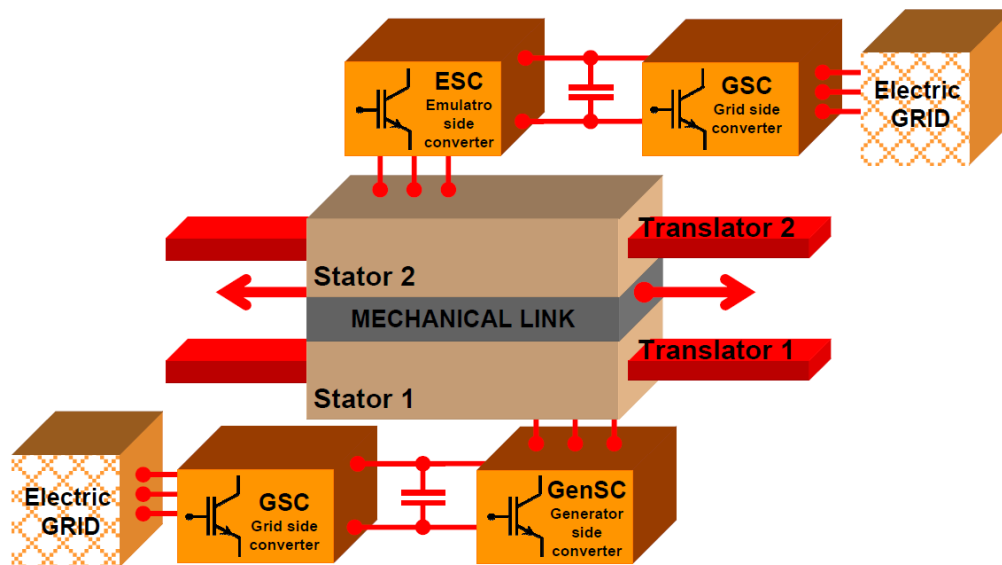


Fig. 9.4 Esquema eléctrico de la bancada

El control de ambos generadores lineales de la bancada se puede separar en un bucle externo y uno interno. El bucle de control interno es el mismo para ambos ya que depende del tipo de máquina eléctrica. El bucle externo se describe a continuación [Fig. 9.5].

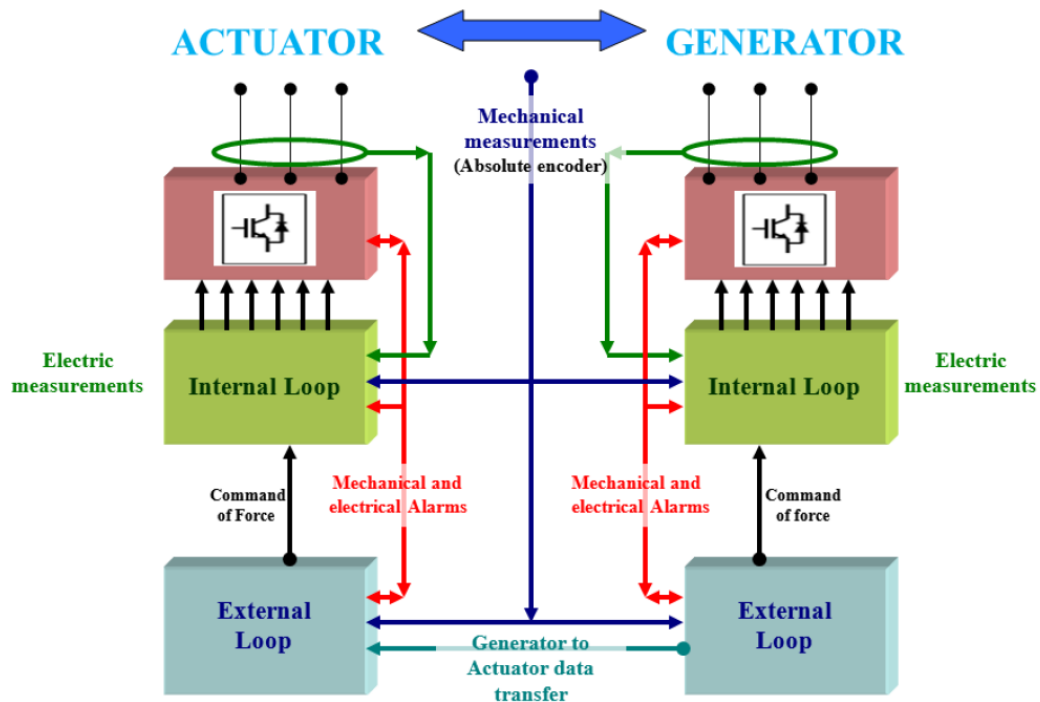


Fig. 9.5 Esquema del algoritmo de control general

En lo que se refiere al actuador, las características de las olas son parte de los parámetros de entrada del algoritmo de control, lo que significa que las olas se simularán en el tiempo. A estas entradas se le añade la fuerza transmitida por el generador. La señal de salida puede ser tanto la velocidad lineal como la posición de un absorbedor puntual teórico colocado en el mar.

En lo que respecta al algoritmo de control del convertidor de energía de las olas (generador lineal), se pueden probar las diferentes estrategias de control que se desarrollen para el mismo.

10. Conclusiones y trabajos futuros

10.1. Conclusiones

A lo largo de la memoria se han ido sacando conclusiones de las diferentes etapas del proyecto. En este apartado se pretende hacer una reflexión global del trabajo realizado.

Los resultados en términos de potencia de la implementación de la turbina Wells y el estrechamiento en el absorbedor puntual con columna oscilante de agua no han salido mejores que en el caso de la *IPS buoy* con pistón. Este resultado era esperable antes de comenzar el estudio porque se trata de una turbina muy poco eficiente por la simetría de su perfil de pala (muy poco aerodinámico) que le permite recibir fluido por ambos sentidos y seguir girando sin cambiar de sentido. Sin embargo, el propósito del presente proyecto no era obtener una configuración que resultase más eficiente, sino diseñar una metodología que permitiese modelar una turbina y un estrechamiento del tubo del absorbedor e implementarlos en el mismo para después realizar una estimación de la potencia extraída.

La turbina tiene dos ventajas principales respecto del pistón: la robustez y la eliminación de las fuerzas de fin de carrera. Por lo tanto, en el caso en que estas ventajas se consideren más importantes que la cantidad de potencia extraída, el método de evaluación energética que se ha diseñado será útil.

10.2. Futuras vías de investigación

Una vez desarrollado este primer método que integra un modelo de un absorbedor con el de una turbina, todas las vías que puedan desarrollarse a partir de ahora irían dedicadas a automatizar el método lo máximo posible, de lo que se derivaría en la capacidad de incluir y ensayar diferentes turbinas y estrategias de control, así como de desarrollar técnicas que permitan validar los resultados del método.

A continuación se enumeran una serie de ideas:

- Automatización del sistema de tratamiento de las curvas de entrada de datos de la turbina para hacer posible cambiar el tipo de turbina para la simulación.
- Automatización de la obtención de los parámetros de diseño de la turbina.
- Diseñar otro tipo de estrategias de control para el sistema absorbedor + turbina.
- Desarrollo de un programa que evalúe y compare los diferentes tipos de turbina con cada una de las estrategias de control para encontrar la configuración óptima partiendo de unas dimensiones del absorbedor determinadas [Fig. 10.1].
- Diseño de un prototipo de turbina para validar las suposiciones hechas con el cambio de fluido de trabajo de aire a agua, y para estimar un coeficiente que aproxime los resultados a la realidad lo máximo posible.

- Desarrollo del control con intercambio de potencia entre los dos motores lineales tubulares de la bancada diseñada en el presente proyecto.
- Diseño de un método para traducir los resultados obtenidos del generador lineal de la bancada a las distintas turbinas hidráulicas bidireccionales que se quieran probar.
- A partir de los resultados obtenidos por el presente método, realización de un plan de viabilidad de la configuración absorbedor + turbina que evalúe el compromiso que existe entre la menor potencia extraída por la turbina respecto del pistón y la reducción de costos de mantenimiento de la misma.

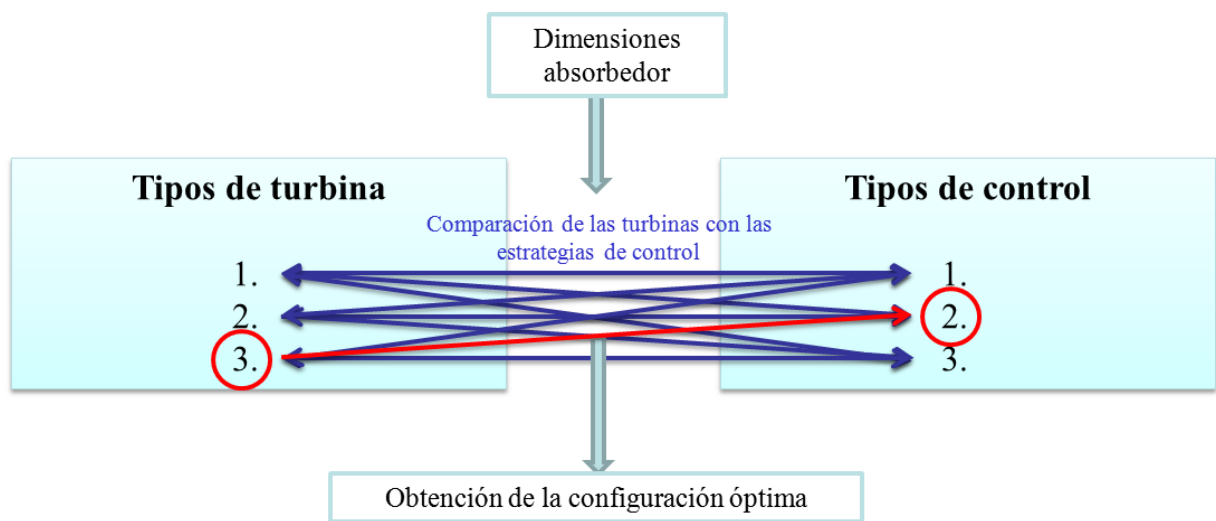


Fig. 10.1 Trabajos futuros: diseño de un programa de comparación de turbinas con tipos de control

11. Referencias

- [1] MECÁNICA DE FLUIDOS. Frank M. White.
- [2] PROBLEMAS RESUELTOS DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS Y TRANSITORIOS HIDRÁULICOS. Justo García Ortega.
- [3] OCEAN WAVES AND OSCILLATING SYSTEMS. Johannes Falnes.
- [4] ESTUDIO SOBRE LA ENERGÍA DEL VIENTO Y LOS ASPECTOS AERODINÁMICOS DE SU APROVECHAMIENTO. Antonio de Urioste Haya.
- [5] A REVIEW OF WAVE-ENERGY EXTRACTION. Johannes Falnes.
- [6] OFFSHORE WAVE ENERGY CONVERSION DEVICES. Mirko Previsic.
- [7] ENERGÍA DE LAS OLAS. Pedro Fernández Díez.
- [8] OCEAN WAVE ENERGY. Joao Cruz.
- [9] OCEAN WAVE ENERGY CONVERSION. Jennifer Vining.
- [10] DESIGN, ANALYSIS, AND EVALUATION OF THE UC-BERKELEY WAVE-ENERGY EXTRACTOR. Ronald W. Yeung, Antoine Peiffer, Nathan Tom, Tomasz Matlak.
- [11] HYDRODYNAMICS OF THE IPS BUOY WAVE ENERGY CONVERTER INCLUDING THE EFFECT OF NON-UNIFORM ACCELERATION TUBE CROSS SECTION. Antonio F.O. Falcao, José J. Candido, Paulo A.P. Justino, Joao C.C. Henriques.
- [12] HYBRID FREQUENCY-TIME DOMAIN MODELS FOR DYNAMIC RESPONSE ANALYSIS OF MARINE STRUCTURES. Reza Taguipour, Tristan Perez, Torgeir Moan.
- [13] COMPUTED EFFECTS OF TIP CLEARANCE ON PERFORMANCE OF IMPULSE TURBINE FOR WAVE ENERGY CONVERSION. A. Thakker, T.S.Dhanasekaran
- [14] DESIGN CHARTS FOR IMPULSE TURBINE WAVE ENERGY EXTRACTION USING EXPERIMENTAL DATA. A. Thakker, J. Jarvis, A. Sahed.
- [15] EXPERIMENTAL STUDIES ON EFFECT OF GUIDE VANE SHAPE ON PERFORMANCE OF IMPULSE TURBINA FOR WAVE ENERGY CONVERSION. A. Thakker, T.S. Dhanasekaran, J Ryan
- [16] MODELING AND SCALING OF THE IMPULSE TURBINE FOR WAVE POWER APPLICATIONS Ajit Thakker, Fergal Hourigan.
- [17] NOVEL DESIGN OF AN OCEAN WAVE POWER DEVICE UTILIZING A BI-DIRECTIONAL TURBINE. Steven helking, Carlos Velez. University of Central Florida
- [18] BEHAVIOUR OF A SMALL WELLS TURBINE UNDER RANDOMLY VARYING OSCILLATING FLOW. S. M Camporeale, P. Filianoti.
- [19] DESIGN OPTIMIZATION OF SAVONIUS AND WELLS TURBINES. Dominique Thevenin, Chirstian Oliver Paschereit, A. Styzynski.
- [20] THE STUDY OF THE HYSTERETIC CHARACTERISTICS OF THE WELLS TURBINE IN A DEEP STALL CONDITION. Department of energy and Material Science Graduate School of Science and Engineering Saga University Japan.
- [21] DYNAMIC RESPONSE OF A VARIABLE PITCH WELLS TURBINE. Dr W. K. Tease

- [22] MODIFIED WELLS TURBINE FOR WAVE ENERGY CONVERSION. Setoguchi, T Santhakumar, S Takao.
- [23] DESIGN METHOF OF GUIDE VANE FOR WELLS TURBINE. Suzuki, M.
- [24] STUDIES ON WELLS TURBINE FOR WAVE POWER GENERATOR. Inoue, M, Kaneko, K, Setoguchi, T.
- [24] PERFORMANCE OF A WELLS TURBINE FOR USE IN A WAVE ENERGY SYSTEM. IEE. Conf. Pub., 1981.
- [25] REVIEW OF IMPULSE TURBINES FOR WAVE ENERGY CONVERSION. Setoguchi, T, Santhakumar, S, Maeda, H.
- [26] AQUABUOY, THE OFFSHORE WAVE ENERGY CONVERTER NUMERICAL MODELLING AND OPTIMISATION. J. Weinstein, A Fredrikson, G. Parks.

12. Índice de figuras

| | |
|---|----|
| Fig. 1.1. Acción del viento actuando sobre una zona determinada del mar. | 16 |
| Fig. 1.2. Movimiento de la superficie y las partículas al aproximarse a la costa. | 17 |
| Fig. 1.3 Esquema de las distintas opciones de representación del oleaje | 17 |
| Fig. 1.4 Definición de altura de ola y periodo. [internacional Energy Agency, 2003] .. | 18 |
| Fig. 1.5 Valores de la potencia transportada por las olas en kW/m (Ecuación de Pierson-Moskowitz), en función de la altura y el periodo de la ola [1]..... | 20 |
| Fig. 1.6 Clasificación de convertidores de energía de las olas según su ubicación [4] .. | 22 |
| Fig. 1.7 Clasificación de convertidores de energía de las olas según su ubicación [4] .. | 22 |
| Fig. 1.8 Clasificación de convertidores de energía de las olas según el principio de captación de energía | 23 |
| Fig. 1.9 Dispositivo de columna de agua oscilante | 24 |
| Fig. 1.10 TAPered-CHANel..... | 25 |
| Fig. 1.11 Waveroller..... | 25 |
| Fig. 1.12 Atenuador..... | 26 |
| Fig. 1.13 Terminador..... | 26 |
| Fig. 2.1 Archimedes wave swing..... | 29 |
| Fig. 2.2 Powerbuoy..... | 30 |
| Fig. 2.3 Boya oscilante con generador eléctrico lineal. Universidad de Uppsala. | 31 |
| Fig. 2.4 Aquabuoy | 32 |
| Fig. 2.5 L-10 convertidor con generador eléctrico lineal desarrollado en la Universidad de Oregon. | 33 |
| Fig. 2.6 Representación esquemática del IPS buoy..... | 34 |
| Fig. 2.7 Máquina TFPM de flujo concentrado e imanes permanentes | 37 |
| Fig. 2.8 Esquema del funcionamiento de un absorbedor puntual de dos cuerpos | 48 |
| Fig. 2.9 Generación de olas destructivas por la oscilación en la superficie libre del mar de un cuerpo flotante | 49 |
| Fig. 2.10 Distribución de presiones en la base del cilindro semisumergido en función de la relación entre el orden de magnitud de las dimensiones D y L | 49 |
| Fig. 2.11 Clasificación de absorbedores puntuales de dos cuerpos en función del cuerpo sobre el que reacciona el PTO | 51 |
| Fig. 3.1 Esquema de las dos variantes de absorbedores que se van a comparar | 54 |
| Fig. 3.2 Esquema del proceso del estudio | 56 |
| Fig. 4.1 Cuerpos que componen el sistema de absorbedor con pistón | 59 |

| | |
|---|-----|
| Fig. 4.2 Movimiento del sistema de absorbedor con pistón | 60 |
| Fig. 4.3 Reparto de fuerzas en las partes del sistema con pistón..... | 64 |
| Fig. 4.4 Dimensiones y posición del absorbedor puntual..... | 72 |
| Fig. 4.5 Esquema del NGSA – II..... | 74 |
| Fig. 4.6 Esquema del algoritmo multi-objetivo de evolución diferencial utilizado. | 74 |
| Fig. 4.7 Resultados de potencia, velocidad, carrera, coeficientes de excitación e impedancia para un punto del frente de Pareto..... | 75 |
| Fig. 4.8 Propiedades geométricas del absorbedor y definición de las sub-regiones del agua..... | 76 |
| Fig. 4.9 Curvas de coeficientes de la fuerza de excitación obtenidas del programa de coeficientes hidrodinámicos desarrollado en CIEMAT | 81 |
| Fig. 4.10 Curvas de los ángulos de la fuerza de excitación obtenidas del programa de coeficientes hidrodinámicos desarrollado en CIEMAT | 82 |
| Fig. 4.11 Curvas de las resistencias de radiación obtenidas del programa de coeficientes hidrodinámicos desarrollado en CIEMAT | 82 |
| Fig. 4.12 Curvas de masas añadidas obtenidas del programa de coeficientes hidrodinámicos desarrollado en CIEMAT | 83 |
| Fig. 4.13 Términos que intervienen en el movimiento oscilatorio de una masa sobre la que actúa una fuerza externa | 84 |
| Fig. 4.14 Circuito equivalente correspondiente a una masa con movimiento oscilatorio | 85 |
| Fig. 4.15 Circuito eléctrico equivalente del sistema con pistón | 86 |
| Fig. 5.1 Método de evaluación energética del sistema con pistón diseñado en Simulink | 87 |
| Fig. 5.2 Equivalente Thevenin del circuito eléctrico equivalente de la geometría 1..... | 88 |
| Fig. 5.3 Diagrama de flujo del programa que genera la tabla de <i>ZPTO</i> | 90 |
| Fig. 5.4 Diagrama de flujo del bloque que resuelve las ecuaciones hidrodinámicas en el tiempo | 90 |
| Fig. 5.5 Bloque del modelo en Simulink del absorbedor en el dominio del tiempo | 92 |
| Fig. 6.1 Cuerpos que componen el sistema del absorbedor con turbina | 94 |
| Fig. 6.2 Funcionamiento del sistema de absorbedor con turbina | 95 |
| Fig. 6.3 Dimensiones y posición del estrechamiento del tubo | 97 |
| Fig. 6.4 Evolución del movimiento de una partícula de la columna de agua en el tiempo | 101 |
| Fig. 6.5 Circuito eléctrico equivalente del sistema con pistón equivalente y estrechamiento | 108 |
| Fig. 6.6 Funcionamiento de un dispositivo de OWC con una turbina Wells | 110 |

| | |
|--|-----|
| Fig. 6.7 Turbina Wells..... | 110 |
| Fig. 6.8 Triángulos de velocidades sobre el perfil de la pala de la turbina Wells | 111 |
| Fig. 6.9 Caída de presión adimensional en función del coeficiente de flujo en una turbina Wells | 113 |
| Fig. 6.10 Par adimensional en función del coeficiente de flujo en una turbina Wells . | 114 |
| Fig. 6.11 Eficiencia en función del coeficiente de flujo en una turbina Wells..... | 114 |
| Fig. 6.12 Triángulos de velocidades sobre la turbina de impulso | 115 |
| Fig. 6.13 Caída de presión adimensional en función del coeficiente de caudal en una turbina de Impulso | 116 |
| Fig. 6.14 Par adimensional en función del coeficiente de flujo en una turbina de Impulso | 116 |
| Fig. 6.15 Eficiencia en función del coeficiente de flujo en una turbina de Impulso | 117 |
| Fig. 6.16 Esquema del funcionamiento del programa de tratamiento de gráficas..... | 118 |
| Fig. 6.17 Esquema de la función “dibujargrafica.m” | 119 |
| Fig. 6.18 Esquema de la función “caudal.m” | 120 |
| Fig. 6.19 Esquema de la función “fourier.m” | 121 |
| Fig. 6.20 Valores eficaces del parámetro adimensional en el dominio de la frecuencia | 122 |
| Fig. 6.21 Resultados de las simulaciones de la presión adimensional a caudal sinusoidal de las gráficas Wells y de Impulso | 123 |
| Fig. 6.22 Resultados de las simulaciones del par adimensional a caudal sinusoidal de las gráficas Wells y de Impulso..... | 124 |
| Fig. 6.23 Resultados de las simulaciones de la eficiencia a caudal sinusoidal de las gráficas Wells y de Impulso | 125 |
| Fig. 6.24 Diagrama de flujo del programa MODELO.m | 128 |
| Fig. 6.25 En rojo: Radio de entrada al bucle de barrido. En azul: Radio de salida tras aplicar el programa “MODELO.m” | 130 |
| Fig. 6.26 Superficie de potencia de la turbina Wells en función de la velocidad angular y el radio trabajando con $\phi_{\text{óptima}}$ | 131 |
| Fig. 6.27 Curvas de funcionamiento de la turbina Wells en función de la velocidad angular y el radio trabajando con $\phi_{\text{óptima}}$ | 132 |
| Fig. 7.1 Diagrama de flujo del método de evaluación energética de la geometría 2.... | 135 |
| Fig. 7.2 Método de evaluación energética del sistema con turbina diseñado en Simulink | 137 |
| Fig. 7.3 Esquema del sistema de absorbedor con turbina..... | 138 |
| Fig. 7.4 Tabla de salida de la función “MODhidrodinamico.m” que relaciona el $ZPTO$ con TP | 138 |

| | |
|---|-----|
| Fig. 7.5 Expresión de los ejes de la gráfica de par adimensional | 139 |
| Fig. 7.6 Tabla de salida de la función “tablaFAX.m” que relaciona ω con F y con V | 140 |
| Fig. 7.7 Tabla de salida de la función “tablaDAMPING.m” que relaciona ω con Z_{pto} y con V | 141 |
| Fig. 7.8 Evolución de las superficies de velocidad angular en los pasos por cero de la velocidad relativa..... | 142 |
| Fig. 7.9 Modelo de la turbina Wells en Simulink..... | 143 |
| Fig. 7.10 Esquema del modelo de la turbina | 144 |
| Fig. 7.11 Tabla de salida de la función “MODaxialwells.m” que relaciona el ΔP *con ϕ | 145 |
| Fig. 7.12 Tabla de salida de la función “MODparwells.m” que relaciona el T *con ϕ | 145 |
| Fig. 7.13 Modelo del absorbedor en Simulink | 146 |
| Fig. 7.14 a) Bloque de términos inductivos. b) Bloque de términos disipativos..... | 146 |
| Fig. 7.15 Resultados de la simulación con Simulink de ω , Potencia, ϕ y Fuerza axial del sistema de absorbedor con estrechamiento y turbina | 148 |
| Fig. 7.16 Forma de onda de ω | 149 |
| Fig. 7.17 Gráfica de comportamiento del par de la turbina a caudales pequeños | 150 |
| Fig. 7.18 Eliminación del par negativo en el bloque de Simulink..... | 150 |
| Fig. 7.19 Comparación de la potencia extraída por la turbina y la que extraería un pistón equivalente..... | 151 |
| Fig. 7.20 Comparación de los periodos de los distintos parámetros de la turbina | 152 |
| Fig. 7.21 Curvas de funcionamiento de la turbina con $\phi = 0.2$ | 153 |
| Fig. 7.22 Resultados de la velocidad relativa de la columna de agua respecto de la turbina..... | 154 |
| Fig. 8.1 Diseño de la bancada de laboratorio desarrollado en el programa de diseño SolidWorks | 156 |
| Fig. 8.2 Placa de unión de los motores | 157 |
| Fig. 8.3 Apoyos superior e inferior de las barras..... | 158 |
| Fig. 8.4 Esquema eléctrico de la bancada..... | 159 |
| Fig. 8.5 Esquema del algoritmo de control general | 160 |
| Fig. 9.1 Trabajos futuros: diseño de un programa de comparación de turbinas con tipos de control | 162 |

13. Anexos

13.1. Programación en Matlab

13.1.1. Tratamiento de curvas características de las turbinas con caudal sinusoidal

13.1.1.1. Programas principales

```
Caimpulso.m  
Ctimpulso.m  
Eficienciaimpulso.m  
Presionwells.m  
Parwells.m  
Eficienciawells.m
```

```
Caimpulso.m  
  
close all  
clear all  
  
%% FIGURE(1): Leer la gráfica, dibujarla (azul) y retocarla (rojo)  
G=imread('ca.jpg'); %guarda cada pixel como fila-columna-color (matriz  
fxcxcolor)  
ymin=1;  
ymax=4.5;  
[f,c,kk]=size(G);  
xmin=0;  
xmax=4;  
  
[x y z m]=dibujargrafica(G, ymin, ymax, f, c, kk, xmin, xmax);  
  
%%Retoques1: Hacer pasar a la curva por 0  
x2=[0,x];  
y2=[0,y];  
z2=smooth(y2,20);  
  
%%Retoques2: Hacer la simétrica (cuando Q<0 --> Ca<0)  
x3=[-fliplr(x),x2]; %Uso x y luego x2 para que no se repita el 0  
z2_=z2.';  
z=smooth(y,70);  
z3=[-fliplr(z.'),z2_];  
plot(x3,z3,'r');  
hold off  
  
%% FIGURE(2): Dibujar la función en el tiempo (azul), su primer  
armónico (rojo), y su aproximación con n=5 (verde)  
Q1=x3;  
y3=z3;  
Qp=0.4;
```

T=30;

[s t y4 tamano_ T]=caudal(Qp,T,Q1,y3);

```
%%Hallar el primer armónico y su valor de pico
sceros=find(sign(y4(1:end-1))+sign(y4(2:end))==0);%Posiciones del
vector de tiempo en las que la y se hace 0
s2=1:1:tamano_;
speriodo=sceros(2):1:sceros(4);%Posiciones del vector de tiempo que
abarca el primer periodo
tperiodo=interp1(s2,t,speriodo,'spline');%valores del tiempo en el
primer periodo
yperiodo=interp1(t,y4,tperiodo,'spline');%valores de y en el primer
periodo
```

[ao a1 b1 f f2 a b]=fourier(tperiodo, T, yperiodo, y4, t);

Ctimpulso.m

close all

clear all

%% FIGURE(1): Leer la gráfica, dibujarla (azul) y retocarla (rojo)

G=imread('ct.jpg'); %guarda cada pixel como fila-columna-color (matriz
fxcxcxcolor)

ymin=0;

ymax=3.5;

[f,c,kk]=size(G);

xmin=0;

xmax=4;

[x y z m]=dibujargrafica(G, ymin, ymax, f, c, kk, xmin, xmax);

%%Retoques1: Poner el par negativo en 0

l=find(sign(z(1:end-1))+sign(z(2:end))==0); %posición del vector xct
en la que se hace 0 la curva de par

num=x(l); %valor de x en el que se hace 0 la curva de par (lo
utilizaré para la curva de la eficiencia)

m2_=1;

for m2_=m

if m2_<1

z2(m2_)=0;

else

z2(m2_)=z(m2_);

end

end

%%Retoques2: Hacerla simétrica

x2=[-fliplr(x),x];

z3=[fliplr(z2),z2];

plot(x2,z3,'r');

hold off

```
%% FIGURE(2): Dibujar la función en el tiempo (azul), su primer
armónico (rojo), y su aproximación con n=5 (verde)
Q1=x2;
y3=z3;
Qp=0.4;
T=30;

[s t y4 tamano_ T]=caudal(Qp,T,Q1,y3);

%%Retoques3: Quitarle los picos negativos cerca de 0
for s=1:tamano_
    if y4(s)<0
y4nueva(s)=0;
    else
        y4nueva(s)=y4(s);
    end
end
hold on
plot(t,y4nueva);

%%%%%%%%%% Hallo el primer armónico y su valor medio
sceros=find(y4nueva==0); %Posiciones del vector de tiempo en las que
la y se hace 0
s2=1:1:tamano_;
speriodo=sceros(1):1:find(t<(t(sceros(1))+T),1,'last');%Posiciones del
vector de tiempo que abarca el primer periodo
tperiodo=interp1(s2,t,speriodo,'spline');%valores del tiempo en el
primer periodo
yperiodo=interp1(t,y4nueva,tperiodo,'spline');%valores de y en el
primer periodo

[ao a1 b1 f f2 a b]=fourier(tperiodo, T, yperiodo, y4, t);
```

Eficienciaimpulso.m

```
close all
clear all
%% FIGURE(1):

G=imread('eficienciaimpul.jpg');
ymin=0.1;
ymax=0.5;
[f,c,kk]=size(G);
xmin=0;
xmax=4;
[x y z m]=dibujargrafica(G, ymin, ymax, f, c, kk, xmin, xmax);

%%Retoques1: Poner la eficiencia negativa en 0
% Hacer 0 la curva de la eficiencia en el mismo punto en el que se
hace 0 la curva de par
num=0.2308; %valor de x en el que la curva de par se hace 0
y_=y(~isnan(y));
x_=x(~isnan(y));
```

```

y2=[0,y_]; %la fuerzo a pasar por el punto (num,0)
x2=[num,x_];
z2=smooth(y2,100);

%%Retoques2: Hacer 0 el centro que no tiene valores
x3_=0:0.0061:0.2308;
tam=size(x3_);
z3=zeros(tam(2),1);
x3=[x3_,x2];
z3=[z3_;z2];

%%Retoques3: Hacer la simétrica
x33_=0.0061:0.0061:0.2308;%Primero quito un 0 para que no se repita
tam33=size(x33_);
z33=zeros(tam33(2),1);
x33=[x33_,x2];
z33=[z33_;z2];
x4=[-fliplr(x33),x3];
z32_=z3.';
z332_=z33.';
z4=[fliplr(z332_),z32_];
z4=z4.';
plot(x4,z4,'r');
hold off

%% FIGURE(2):
Q1=x4;
y3=z4;
Qp=0.4;
T=30;

[s t y4 tamano_ T]=caudal(Qp,T,Q1,y3);

sceros=find(sign(y4(1:end-1))+sign(y4(2:end))==0);
s2=1:1:tamano_;
speriodo=sceros(2):1:sceros(4);
tperiodo=interp1(s2,t,speriodo,'spline');
yperiodo=interp1(t,y4,tperiodo,'spline');%

[ao a1 b1 f f2 a b]=fourier(tperiodo, T, yperiodo, y4, t);

```

Presionwells.m

```

close all
clear all
%% FIGURE(1):
dib=1;
G=imread('presion.jpg');
ymin=-1;
ymax=1;
[f,c,kk]=size(G);
xmin=-0.4;
xmax=0.4;

```



```
[x y z m]=dibujargrafica(G, ymin, ymax, f, c, kk, xmin, xmax);

%% FIGURE(2):
%FIGURE(3):
Q1=x;
y3=z;
Qp=0.5;
T=30;

[s t y4 tamano_ T]=caudal(Qp,T,Q1,y3);

sceros=find(sign(y4(1:end-1))+sign(y4(2:end))==0);
s2=1:1:tamano_;
speriodo=sceros(2):1:sceros(4);
tperiodo=interp1(s2,t,speriodo,'spline');
yperiodo=interp1(t,y4,tperiodo,'spline');

[ao a1 b1 f f2 a b]=fourier(tperiodo, T, yperiodo, y4, t);

%% FIGURE(4): Curva en el dominio de la frecuencia
%Hago una curva del valor medio del par para distintos valores de pico
delcaudal
Qp=0;
s4=1:1:30;
for s4_=s4
    clear speriodo tperiodo yperiodo s2 sceros f fperiodo
    Qp=Qp+0.1;
    [s t y4 tamano_ T]=caudalDOM(Qp,T,Q1,y3);

    %Localizo los pasos por 0 y cojo un periodo entero para integrar
    sceros=find(sign(y4(1:end-1))+sign(y4(2:end))==0);
    s2=1:1:tamano_;
    speriodo=sceros(2):1:sceros(4);%Posiciones de los vectores que
    abarcan lo que dura el primer periodo
    tperiodo=interp1(s2,t,speriodo,'spline');%vector de tiempos en el
    primer periodo
    yperiodo=interp1(t,y4,tperiodo,'spline');%vector de par en el
    primer periodo

    [ao a1 b1 f f2 a b]=fourierDOM(tperiodo, T, yperiodo, y4, t);

    fperiodo=interp1(t,f,tperiodo);
    coefpresion(s4_)=sqrt((1/T)*trapz(tperiodo,fperiodo.^2));%valor
    eficaz de la presión adimensional
    fi(s4_)=Qp;
end

figure(4);
plot(fi,coefpresion);

%% FIGURE(5): Poner dimensiones en la curva
%FIGURE(6): curva Caudal-Fuerza axial
omgturbina=1700/60; Rturbina=1; Aturbina=pi*Rturbina^2; rho=1000;
```

```
ejeQ2=fi.*omgturbina.*Rturbina.*Aturbina; %Obtengo el caudal y la
variación de presión a partir de los valores adimensionales
ejePresion=coefpresion*rho*omgturbina^2*Rturbina^2;
ejeFaxial=ejePresion*Aturbina;
```

```
figure(6)
plot(ejeQ2,ejeFaxial);
```

Parwells.m

```
close all
clear all
%% FIGURE(1):
```

```
G=imread('par.jpg'); %guarda cada pixel como fila-columna-color
(matriz fxcxcolor)
ymin=-0.04;
ymax=0.14;
[f,c,kk]=size(G);
xmin=-0.3;
xmax=0.4;
```

```
[x y z m]=dibujargrafica(G, ymin, ymax, f, c, kk, xmin, xmax);
```

```
%%Retoques: Poner el par negativo en 0
l=find(sign(z(1:end-1))+sign(z(2:end))==0); %posición del vector x en
la que se hace 0 la curva de par
num1=x(l(1)); %valor de x en el que se hace 0 la curva de par (lo
utilizaré para la curva de la eficiencia)
num2=x(l(2));
m2_=1;
for m2_=m
    if m2_>l(1) && m2_<l(2)
        z2(m2_)=0;
    else
        z2(m2_)=z(m2_);
    end
end
plot(x,z2,'r');
hold off
```

```
%% FIGURE(2):
%% FIGURE(3):
Q1=x;
y3=z2;
Qp=0.5;
T=30;
```

```
[s t y4 tamano_ T]=caudal(Qp,T,Q1,y3);
```

```
%Asegurar que y4 pasa por 0
for s=1:1:tamano_
    if y4(s)<0.000000000000000
```

```

        y4(s)=0;
    end
end
sceros=find(y4==0);
s2=1:1:tamano_;
speriodo=sceros(1):1:find(t==t(sceros(1))+T);
tperiodo=interp1(s2,t,speriodo,'spline');
yperiodo=interp1(t,y4,tperiodo,'spline');

[ao a1 b1 f f2 a b]=fourier(tperiodo, T, yperiodo, y4, t);

%% FIGURE(4):
Qp=0;
s4=1:1:30;
for s4_=s4
clear speriodo tperiodo yperiodo s2 sceros
    Qp=Qp+0.1;
    [s t y4 tamano_ T]=caudalDOM(Qp,T,Q1,y3);

    sceros=find(y4<=0);
    s2=1:1:tamano_;
    speriodo=sceros(1):1:find(t==t(sceros(1))+T);
    tperiodo=interp1(s2,t,speriodo,'spline');
    yperiodo=interp1(t,y4,tperiodo,'spline');

    [ao a1 b1 f f2 a b]=fourierDOM(tperiodo, T, yperiodo, y4, t);

    coefpar(s4_)=ao/2; %valor medio del par adimensional
fi(s4_)=Qp;
end

figure(4);
plot(fi,coefpar);

%% FIGURE(5):
omgturbina=1700/60; Rturbina=1; Aturbina=pi*Rturbina^2; rho=1000;
ejeQ=fi.*omgturbina.*Rturbina.*Aturbina;
ejePar=coefpar*rho*omgturbina^2*Rturbina^5;
figure(5)
plot(ejeQ,ejePar);

```

Eficienciawells.m

```

clear all
close all

%% FIGURE(1):
dib=1;
G=imread('eficiencia.jpg');
ymin=-1;
ymax=1;
[f,c,kk]=size(G);
xmin=-0.3;

```

```
xmax=0.3;

[x y z m]=dibujargrafica(G, ymin, ymax, f, c, kk, xmin, xmax);

%%Retoques: Poner la eficiencia negativa en 0
l=find(sign(z(1:end-1))+sign(z(2:end))==0);
%xef(lef(1))= -0.0969
%en el par: -0.0893
m2_=1;
for m2_=m
    if m2_>l(1) && m2_<l(2)
        z2(m2_)=0;
    else
        z2(m2_)=z(m2_);
    end
end
if dib==1
    plot(x,z2,'r');
    hold off
end

%% FIGURE(2):
%% FIGURE(3):
Q1=x;
y3=z;
Qp=0.5;
T=30;

[s t y4 tamano_ T]=caudal(Qp,T,Q1,y3);

sceros=find(sign(y4(1:end-1))+sign(y4(2:end))==0);
s2=1:1:tamano_;
speriodo=sceros(2):1:sceros(4);
tperiodo=interp1(s2,t,speriodo,'spline');
yperiodo=interp1(t,y4,tperiodo,'spline');

[ao a1 b1 f f2 a b]=fourier(tperiodo, T, yperiodo, y4, t);

%% FIGURE(4):
Qp=0;
s4=1:1:10;
for s4_=s4
    clear speriodo tperiodo yperiodo s2 sceros
    Qp=Qp+0.1;
    [s t y4 tamano_ T]=caudalDOM(Qp,T,Q1,y3);

    sceros=find(sign(y4(1:end-1))+sign(y4(2:end))==0);
    s2=1:1:tamano_;
    speriodo=sceros(2):1:sceros(4);
    tperiodo=interp1(s2,t,speriodo,'spline');
    yperiodo=interp1(t,y4,tperiodo,'spline');

    [ao a1 b1 f f2 a b]=fourierDOM(tperiodo, T, yperiodo, y4, t);

    fperiodo=interp1(t,f,tperiodo);
```

```

    coefpresion(s4_)=sqrt((1/T)*trapz(tperiodo,fperiodo.^2));%valor
    eficaz de la presión adimensional
    fi(s4_)=Qp;
end

if dib==1
figure(4);
    plot(fi,coefpresion);
end

```

13.1.1.2. Funciones de los programas

```

function[x y z m]=dibujargrafica(G, ymin, ymax, f, c, kk, xmin, xmax)

function[s t y4 tamaño_ T ]=caudal(Qp,T,Q1,y3)

function[ao a1 b1 f f2 a b]=fourier(tperiodo, T, yperiodo, y4, t)

function[s t y4 tamaño_ T ]=caudalDOM(Qp,T,Q1,y3)

function[ao a1 b1 f f2 a b]=fourierDOM(tperiodo, T, yperiodo, y4, t)

```

```

function[x y z m]=dibujargrafica(G, ymin, ymax, f, c, kk, xmin, xmax)

%%%%%%%%%%%%%% Representar la imagen leida

J=zeros(f,c); %Crear una matriz fxc con el tamaño de la imagen (filas-
columnas)
for k=1:f %Recorrer toda la imagen y darle valor 0 al blanco y valor 1
al no-blanco
for m=1:c
    if (G(k,m,1)==255)&&(G(k,m,2)==255)&&(G(k,m,3)==255) %pixels
en blanco (r=255,g=255,b=255)
        J(k,m)=0;
    else
        J(k,m)=1;
    end
end
end
J=flipud(J);

%Hallar las constantes para cambiar los ejes
My=[ymin,1;ymax,1];
Fy=[0;f];
Ny=inv(My)*Fy;
Ay=Ny(1,1);
By=Ny(2,1);
Mx=[xmin,1;xmax,1];
Fx=[0;c];
Nx=inv(Mx)*Fx;
Ax=Nx(1,1);
Bx=Nx(2,1);

m=1:c;

```

```
for m_=m
suma(m_)=sum(find(J(:,m_)==1))/length(find(J(:,m_)==1)); %Hacer un
vector con un valor medio para cada columna
end
x=(m-Bx)./Ax; % 0<m<900; -0.4<x<0.4; m=Ax*x+Bx
y=(suma-By)./Ay; % 0<suma<550; -0.04<y<0.14; suma=Ay*y+By

hold on
z=smooth(y,100);
figure(1);
plot(x,y,'b');
hold on
plot(x,z,'g');
hold on

end
```

```
function[s t y4 tamaño_ T]=caudal(Qp,T,Q1,y3)

t=1:T/100:3*T;
tamaño=size(t);
tamaño_=tamaño(2);
s=1:1:tamaño_;
s2=1:1:tamaño_;
for s=1:tamaño_
Q2(s)=Qp*sin((2*pi*1/T)*t(s));
end
y4=interp1(Q1,y3,Q2,'spline');
figure(2);
plot(t,y4);
hold on

end
```

```
function[ao a1 b1 f f2 a b]=fourier(tperiodo, T, yperiodo, y4, t)

%%%%%%%%%% Hallar el primer armónico y su valor medio

%Primer armónico (n=1) por Fourier:

%f(t)=ao/2+sum[an*cos(2*n*pi*t/T)+bn*sin(2*n*pi*t/T)]
%Siendo:
% ao=2/T*integral[f(t)*dt]
% an=2/T*integral[f(t)*cos(2*n*pi*t/T)*dt]
% bn=2/T*integral[f(t)*sin(2*n*pi*t/T)*dt]

%[las integrales van de (-T/2 a T/2)]
```

```
% Hallar las constantes:
ao=trapz(tperiodo, (2/T)*yperiodo);
a1=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*cos(2*pi*tperiodo/T)));
b1=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*sin(2*pi*tperiodo/T)));
% Hallar el primer armónico:
f=ao/2+a1*cos(2*pi*t/T)+b1*sin(2*pi*t/T);
    plot(t,f,'r');
% Hallar más armónicos (n=5):
sum=zeros(size(t));
for n=1:1:5
a(n)=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*cos(2*pi*tperiodo*n/T)));
    b(n)=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*sin(2*pi*tperiodo*n/T)));
sum=sum+a(n)*cos(2*pi*t*n/T)+b(n)*sin(2*pi*t*n/T);
    f2=ao/2+sum;
end

    hold on
    plot(t,f2,'g');

%Hacer un gráfico con la importancia de cada armónico

w=0:0.1:10;
    n_vector=1:1:size(w,2);
for n=n_vector

a_(n)=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*cos(2*pi*tperiodo*w(n)/T)));

b_(n)=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*sin(2*pi*tperiodo*w(n)/T)));

end
    figure(3)
    plot(w,[sqrt(a_.^2+b_.^2)]);

end
```

```
function[s t y4 tamano_ T]=caudalDOM(Qp,T,Q1,y3)

t=1:T/100:3*T;
tamano=size(t);
tamano_=tamano(2);
s=1:1:tamano_;
s2=1:1:tamano_;
for s=1:tamano_
Q2(s)=Qp*sin((2*pi*1/T)*t(s));
end
y4=interp1(Q1,y3,Q2,'spline');
end
```

```
function[ao a1 b1 f f2 a b]=fourierDOM(tperiodo, T, yperiodo, y4, t)
```

```
ao=trapz(tperiodo, (2/T)*yperiodo);
a1=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*cos(2*pi*tperiodo/T)));
b1=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*sin(2*pi*tperiodo/T)));

f=ao/2+a1*cos(2*pi*t/T)+b1*sin(2*pi*t/T);
sum=zeros(size(t));
for n=1:1:5
a(n)=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*cos(2*pi*tperiodo*n/T)));
b(n)=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*sin(2*pi*tperiodo*n/T)));
sum=sum+a(n).*cos(2*pi*t*n/T)+b(n).*sin(2*pi*t*n/T);
f2=ao/2+sum;
end

w=0:0.1:10;
n_vector=1:1:size(w,2);
for n=n_vector
a_(n)=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*cos(2*pi*tperiodo*w(n)/T)));
b_(n)=trapz(tperiodo, (2/T)*(yperiodo.*sin(2*pi*tperiodo*w(n)/T)));

end

end
```

13.1.2. Modelación de la turbina

13.1.2.1. Programas principales

| |
|--------------------------------------|
| MODELO.m PROBAR_POT_TURBINA.m |
|--------------------------------------|

MODELO.m

```
clear all
close all
warning off
```

```
%% INTRODUCCIÓN DE DATOS
%T y H optimizadas
load('DATOS POTENCIAS VELOC CARRERA Y ALTURAS (1).mat');
T_reg=SALIDA_struct.T_reg(50);
Hs_vector=SALIDA_struct.H_reg(50);
Tp_vector=T_reg;
```

```
dib=0; %dib=0 si no quiero que dibuje las gráficas; dib=1 si quiero
las gráficas
R=5.64;%Radio del tubo
%alpha=1;%supongo Rtubo=Restrecham ((alpha^2=Atubo/Aestrecham))
h=50;e1=4.17;e2=40;d1=1.42;d2=29.2;d3=29.2;%Dimensiones belo
```



```
%Hs_vector=2.5;Tp_vector=[3:0.1:25];
v_nom_PTO=1;F_nom_PTO=10000;I_nom_PTO=0.185;s_nom_PTO=4;

%pasar las dimensiones
L=e2-e1;
db=d1;
lh1=e1-d1;
lh2=h-e1-L;
K_pt1=d2/L;
K_pt2=(d3-d2)/L;
ep=d3-d2;

%dimensiones estrechamiento
b1=5;b2=2;bb=L-b1-2*b2;b3=bb/2;b4=bb/2;
%Hs_vector=1.5;%Href
%Tp_vector=8;%Tref

%% 1.Tomar eficiencia máxima en la curva de eficiencia en el dominio
de la frecuencia -> obtener la fiópt(omg,Restrecham,v)
[ejefil ejeeff]=MODefwells(dib,Tp_vector);
[a,b]=max(ejeeff);
fiopt=ejefil(b);

%% 2.Meter la fiópt en la curva de fuerza axial adimensional en el
dominio de la frecuencia -> obtener Faxial'opt adimensional
[ejefi2 ejecoeftpresion]=MODaxialwells(dib,Tp_vector);
x=ejefi2.';
y=ejecoeftpresion.';
coefpresopt=interp1(x,y,fiopt);

%% BARRIDO para distintas alphas de 1 a 5 (porque alpha>1) --> Va
cambiando el Restrecham y obtengo el nuevo Restrecham metiendo en las
curvasadimensionales las condiciones de Fref y Vref que he obtenido
del modelo hidráulico con cada alpha --> el punto en el que ambas
Restrecham sean iguales, es donde se va a poder funcionar con todo el
sistema (modelo hidráulico + turbina)
alphaMIN=2;
alphaMAX=10;
p=30;
alpha_=[alphaMIN:(alphaMAX-alphaMIN)/(p-1):alphaMAX];
u=1;

for alpha=alpha_

    %% 3.Tomando Href,Tref y metiendo la alpha que va cambiando en
    cada iteración -> obtener Fref y Vref a partir del modelo del WEC.
    [Fpto Vr rho Aestrecham Restrecham V Vb Vp
    Vagua]=MODhidraulico(R,db,lh1,lh2,K_pt1,K_pt2,alpha,b1,b2,b3,b4,Hs_vec
    tor,Tp_vector,dib,ep );
    Fref(u)=abs(Fpto);
    Vref(u)=abs(Vr);

    %% 4.Obtener omgref y Restrecham utilizando las Fref y vref
    obtenidas en el modelo del WEC [fi(omg,Restrecham,v)
    Fadim(omg,Restrecham,Faxial)]
    %fi=v/(omg*R) presionadimensional=presion/(rho*omg^2*R^2)
```

```
%Aturbina=Aestrecham; %suponemos que la turbina abarca todo el
tubo en el que está alojada

Rref=(fiopt*sqrt(Fref(u)/(rho*coefpresopt*pi)))/Vref(u);
Reje(u)=Rref;
R_(u)=R/alpha;

omgref=sqrt(Fref(u)/(rho*coefpresopt*pi*Rref^4));
omgeje(u)=omgref;

alpharef=R/Rref;
alphaeje(u)=alpharef;

u=u+1;
end

figure(6) % EJE X: Restrecham según el alpha que voy metiendo; EJE
Y: Restrecham que se obtiene de meter F y V del modelo hidráulico en
las curvas
plot(R_,Reje);
hold on
plot(R_,R_,'r');
xlabel('Radio de entrada');
ylabel('Radio después de aplicar el modelo hidráulico');

a=1;
for s=1:length(R_)
    if abs(R_(s)-Reje(s))<0.225
        Rdiseno(a)=R_(s);
        a=a+1;
    end
end

omgdiseno=interp1(Reje,omgeje,Rdiseno);

%% 5.Hallar la potencia que se obtiene en los 2 puntos de diseño
% coefpar=par/(rho*omg^2*R^5) ; pot=par*omg

[ejefi3 ejecofpar]=MODparwells(dib,Tp_vector);
coefparopt=interp1(ejefi3,ejecofpar,fiopt);

for u=1:length(omgdiseno)
    potdiseno(u)=coefparopt*rho*omgdiseno(u)^3*Rdiseno(u)^5;
end

PROBAR_POT_TURBINA.m

close all
clear all
dib=0;
Tp_vector=9;
[ejefi1 ejeeff]=MODefwells(dib,Tp_vector);
```

```
[a,b]=max(ejeeff);
fiopt=0.2;
%fiopt=ejefil(b);
[ejefi3 ejecofpar x z2]=MODparwells(dib,Tp_vector);
%coefparopt=interp1(ejefi3,ejecofpar,fiopt);
coefparopt=interp1(x,z2,fiopt);
rho=1025;
m=10;
for i=1:1:15
Rdiseno(i)=1+0.085*i;
    for j=1:1:15
        omgdiseno(j)=j/3.5;
        pardiseno(i,j)=coefparopt*rho*omgdiseno(j)^2*Rdiseno(i)^5;
        pot(i,j)=pardiseno(i,j)*omgdiseno(j);
    end
end

figure(1)
surf(Rdiseno,omgdiseno,pot/1000);
hold on
equip5=5*ones(15);
surf(Rdiseno,omgdiseno,equip5);%curva 3D equipotencial de 5 KW
hold on
equip180=180*ones(15);
surf(Rdiseno,omgdiseno,equip180);%curva 3D equipotencial de 180 KW
hold off

figure(5)
for f=5:25:180
    i=1;
    for i=1:1:30
        R2(i)=0.5+0.25*i;
        omg2(i)=((f*1000)/(coefparopt*rho))^(1/3)*R2(i)^(-5/3);
%intersección con la curva de 200KW
    end
    plot(R2,omg2);
    hold on
end

o2=(50000/(coefparopt*rho*(2^5)))^(1/3);%omega q necesito para dar
50KW con R=2m
o3=(50000/(coefparopt*rho*(3^5)))^(1/3);
o4=(50000/(coefparopt*rho*(4^5)))^(1/3);

j=1;
for v=0.5:0.2:2.5
    for j=1:1:30
        radio(j)=0.5+0.25*j;
        omega(j)=v/(fiopt*radio(j));

    end
    hold on
    plot(radio,omega,'r');

end

end
```

13.1.2.2. Funciones de los programas

```
function[Fpto Vr rho Aestrecham Restrecham V Vb Vp Vagua  
Rfv]=MODhidraulico(R,db,lh1,lh2,K_pt1,K_pt2,alpha,b1,b2,b3,b4,Hs_vecto  
r,Tp_vector,dib,ep)
```

```
function [ejefi1 ejeeff]=MODewells(dib,Tp_vector)
```

```
function[ejefi2 ejecoefpresion]=MODaxialwells(dib,Tp_vector)
```

```
function[ejefi3 ejecoefpar x z2]=MODparwells(dib,Tp_vector)
```

```
function[Fpto Vr rho Aestrecham Restrecham V Vb Vp Vagua  
Rfv]=MODhidraulico(R,db,lh1,lh2,K_pt1,K_pt2,alpha,b1,b2,b3,b4,Hs_vecto  
r,Tp_vector,dib,ep)
```

```
%%%Hallar coeficientes hidrodinámicos  
[fe_1 fe_2 Z11_w Z22_w Z12_w w_vector k_vector] =  
WEC_CH_alone(R,db,lh1,lh2,K_pt1,K_pt2,dib);  
%%%Definición de constantes  
K_real_reg=0.7718;  
rho=1025;%g/l  
g=9.8;%m/s^2  
%%%Definición de localización  
T_reg=K_real_reg*Tp_vector; %Tp=periodo medio, T_reg=periodo  
energético (Tm(0,1))  
H_reg=(1/sqrt(2))*Hs_vector;%Hs=altura significativa, H_reg  
%%%Definición de la geometría del dispositivo  
A2=pi*R^2; %área tubo, boya  
Aestrecham=A2/((alpha)^2); %área tubo venturi  
Restrecham=sqrt(Aestrecham/pi);  
L=b1+2*b2+b3+b4; %longitud tubo  
esp=0.05;%espesor del tubo  
h=0.5; %%%altura turbina
```

```
%% CIRCUITO EQUIVALENTE THEVENIN
```

```
%% 1.Frad=Zbb*Vb+jwM  
w_vector_=(2*pi)./T_reg;  
Zbb=interp1(w_vector,Z11_w,w_vector_,'cubic');  
Zpp=interp1(w_vector,Z22_w,w_vector_,'cubic');  
Zbp=interp1(w_vector,Z12_w,w_vector_,'cubic');  
Zbb=Zbb_*w_vector_;  
Zpp=Zpp_*w_vector_;  
Zbp=Zbp_*w_vector_;  
%Zbb=Z11_w.*w_vector_;  
%Zpp=Z22_w.*w_vector_;  
%Zbp=Z12_w.*w_vector_;  
Cd=10;  
v_nom=2;  
Rdrag=(Cd/2)*rho*pi*R^2*(v_nom*pi/4);  
Rfv=0.1*max(real(Zbb));  
Rfvp=Rfv;  
Rfvp=Rfv+Rdrag;
```

```
Rfv=0.1*max(real(Zbb)); %%fricción
%masas
Vestr=pi*Restrecham^2*(b1*(alpha-1)+2*b2*((2*alpha/3)-1/3)); %m^3
m_boya=rho*(db*pi*(R^2));
m_estrecham=rho*Vestr;
mturb=rho*pi*Restrecham^2*ep;
Mbb=m_boya+m_estrecham+mturb; %masa de la boya + masa estrechamiento +
masa turbina
m1=Mbb;
Mpp=0;
m2=Mpp;
mw1=rho*Aestrecham*L;
mv1=rho*Aestrecham*(b1+alpha^-2*(b3+b4)+2*b2*alpha^-1);
mw2=rho*Aestrecham*((alpha^2+alpha-2)*2*b2/3+(alpha^2-1)*(b3+b4));
mv2=rho*Aestrecham*(2*(1-alpha^-1)*b2+(1-alpha^-2)*(b3+b4));
Mb=(mw1+mv1+mw2+mv2+Mbb); %Kg
Mp=(mv1+mv2+Mpp); %Kg

%% 2.F arquímedes

Sb=rho*g*pi*R^2;%Kg/s^2
Sp=0;

%% 3.Impedancia thevenin

Ztb=Rfv+1i.*w_vector_.*(Mb)-1i.*Sb./w_vector_+Zbb;
Ztp=Rfv+1i.*w_vector_.*(Mp)+Zpp;
Zt=((Ztb.*Ztp-Zbp.^2)./(Ztb+Ztp+2*Zbp)); %Kg/s

%% 4.F thevenin (F excitación)

Rt=real(Zt);
Xt=imag(Zt);
A=H_reg./2;
Fb_coef=interp1(w_vector,real(fe_1),w_vector_,'cubic',0)+1i*interp1(w_
vector,imag(fe_1),w_vector_,'cubic',0);
Fp_coef=interp1(w_vector,real(fe_2),w_vector_,'cubic',0)+1i*interp1(w_
vector,imag(fe_2),w_vector_,'cubic',0);
Fb=abs(Fb_coef).*A;
Fp=abs(Fp_coef).*A;
Fexc=((Ztp+Zbp).*Fb-(Ztb+Zbp).*Fp)./(Ztb+Ztp+2*Zbp);

%% 5.Resonancia -> Fpto -> velocidad

Zpto=abs(Zt); %Kg/s
V=(Fexc)./(Zt+Zpto); %m/s
Fpto=Zpto.*V; %Kg*m/s^2

V_mat=zeros(2,length(w_vector_)); %divisor de corriente: hallo Vp y Vb
for j=1:length(w_vector_)
    F_mat=[Fb(j)-Fpto(j);Fp(j)+Fpto(j)];
    Z_mat=[Ztb(j) Zbp(j); Zbp(j) Ztp(j)];
    Zinversa=inv(Z_mat);
    V_mat(:,j)=Zinversa*F_mat;
end
Vb=zeros(1,length(w_vector_));
```

```
Vp=zeros(1,length(w_vector_));
Vb=V_mat(1,:);
Vp=V_mat(2,:);
Vagua=Vp*A2/Aestrecham;%aumento de velocidad del agua por el
estrechamiento
Vr=Vb-Vagua;%velocidad relativa entre la columna de agua y el tubo (o
boya)
end
```

13.1.3. Inicialización del modelo de Simulink con turbina

13.1.3.1. Programa principal

| |
|---------|
| START.m |
|---------|

```
clear all
close all

%% 1.WEC modelo en el tiempo (coeficientes hidrodinámicos en el
tiempo)
%Cálculo de los coeficientes de los espacios de estados
opciones=[0 0 0 0 0 0 0 0];archivo='Ejemplo_ISP';
[A_Z11 A_Z12 A_Z22 A_fe1 A_fe2 B_Z11 B_Z12 B_Z22 B_fe1 B_fe2 C_Z C_fe
D tc_fe1 tc_fe2 R h e1 e2 d1 d2 d3]=CH(archivo,opciones);

%% INTRODUCCIÓN DE DATOS (%%=para cambiar)
dib=0;
dibujar=0;
%%%%OLEAJE%%
tipo_oleaje=1;%%

load('DATOS.mat');
%T_regu=18;
%Hs_regu=6;
T_regu=SALIDA_struct.T_reg(50);
Hs_regu=SALIDA_struct.H_reg(50);
%Hs=1.5;%%
Hs_vector=Hs_regu;
Hs=Hs_regu;
%Hs_reg=Hs;
%Tp=8;%%
Tp=T_regu;
H_regu=(1/sqrt(2))*Hs;

tc_fe=0;
Espectro_tipo=2; % 1->PM / 2-> Jp
[nu_matriz, phi_A_wb, A_wb, Dw w]=S2nut(Hs ,Tp,Espectro_tipo);
rho=1025;
RR1=0;%%
RR2=0;%%
```

RR12=0;%%%

```
%Estrechamiento
alpha=3.97; %alpha óptima hallada
L=e2-e1;
%alpha:área tubo/área estrechamiento (alpha>=1)
%b1:longitud del tubo con menor área (donde va alojada la turbina)
%b2:longitud del estrechamiento (altura del tronco cónico)
%b3:longitud del extremo superior del tubo al comienzo del
estrechamiento
%b4:longitud del extremo inferior del tubo al comienzo del
estrechamiento
b1=5;b2=2;bb=L-b1-2*b2;b3=bb/2;b4=bb/2;
A2=pi*R^2; %área tubo, boya
Sb=A2; %área de la boya
Sb2=0;
Aestrecham=A2/(alpha^2); %área tubo venturi
Restrecham=sqrt(Aestrecham/pi);
Aturb=Aestrecham;
Rturb=Restrecham;
%L=b1+2*b2+b3+b4;
ep=d3-d2;

%%%%%WEC%%%%%
%Tubo
db=d1;
lh1=e1-d1;
lh2=h-e1-L;
K_pt1=d2/L;
K_pt2=(d3-d2)/L;
% R      : Radio del dispositivo (de la boya, del tubo y del plato)
% db      : Calado de la boya (profundidad de la parte inferior de la
boya
% lh1     : Distancia entre la parte inferior de la boya y la parte
superior del tubo
% lh2     : Distancia entre la parte inferior del tubo y el fondo marino
% K_pt1   : Relación entre la posición de la parte superior del plato
dentro del tubo y la longitud total del tubo
% K_pt2   : Relación entre el espesor del plato del plato y la longitud
total
% del tubo

%%%%%TURBINA%%%%%
h=0.5; %%%altura turbina
rhot=7850; %%%densidad acero [kg/m^3]
g=9.8;
%Parámetros ecuación dinámica:
mturb=rhot*pi*Restrecham^2*h;
G=mturb*g; % peso [N] de la turbina
D=2*Restrecham;
%J=(G*D^2)/(4*g);
J=200000;
K=0; %%%Coeficiente de fricción

%% 2.Tabla Tmedia-Zpto en la frecuencia
```

```
[Madinf_1,Madinf_2,Madinf_12,m1,m2,Z11_w,Z22_w,Z12_w,Rfv,Sb, Fpto,
Vr]=MODhidraulico(R,db,lh1,lh2,K_pt1,K_pt2,alpha,b1,b2,b3,b4,L,Hs_vect
or,ep,dib);
Zpto_vector=SALIDA_struct.Zm_5;
Tp_vector=SALIDA_struct.T_reg;
%Para ejecutar el subsistema
Sp=0;
Rdrag=Rfv;
%Mb=m1;
%Mp=m2;

%% 3.CURVA F-fi en el tiempo
[ejefi2 ejecoeftpresion]=MODaxialwells(dib,Tp);

%% 4.CURVA par-fi en el tiempo
[ejefi3 ejecoeftpar ejefi3_ ejecoeftpar_]=MODparwells(dib);

%% 5.ECUACION Fax-fi (matriz de omegas haciendo un barrido de Fpto y
otrode Vr)
u=50;%%% Dimensión de la matriz (uxu)
FMAX=500000;%%%
FMIN=-500000;%%%
Fpto_filas=FMIN:(FMAX-FMIN)/(u-1):FMAX;
VRMAX=5;%%%
VRMIN=-5;%%%
Vr_columnas=VRMIN:(VRMAX-VRMIN)/(u-1):VRMAX;
[omgREF_SIM omgREF_SIM2 omgREF] = tablaFAX(u, Rturb, Vr_columnas,
Fpto_filas, dib, Tp);

%Hacer la omega dependiendo del damping en vez de la Fax:
DMAX=500000;%%%
DMIN=0;%%%
D_filas=DMIN:(DMAX-DMIN)/(u-1):DMAX;
[omgREF_damping omgREF_DMAS omgREF_DMENOS] = tablaDAMPING(u, R,
Vr_columnas, D_filas, dib, Tp);
```

13.1.3.2. Funciones del programa

```
function [nu_matriz, phi_A_wb, A_wb, Dw, w, A_fb, Df,
f]=S2nut(Hs,Tp,espectro_tipo)

function[A_Z11 A_Z12 A_Z22 A_fe1 A_fe2 B_Z11 B_Z12 B_Z22 B_fe1 B_fe2
C_Z C_fe D tc_fe1 tc_fe2 R h e1 e2 d1 d2 d3]=CH(archivo,opciones)

function[Madinf_1,Madinf_2,Madinf_12,m1,m2,Z11_w,Z22_w,Z12_w,Rfv,Sb,Fp
to,Vr]=MODhidraulico(R,db,lh1,lh2,K_pt1,K_pt2,alpha,b1,b2,b3,b4,L,Hs_v
ector,ep,dib)

function[ejefi2 ejecoeftpresion]=MODaxialwells(dib,Tp)

function[ejefi3 ejecoeftpar ejefi3_ ejecoeftpar_]=MODparwells(dib)

function [omgREF_SIM omgREF_SIM2 omgREF] = tablaFAX(u, Rturb,
Vr_columnas, Fpto_filas, dib, Tp)
```



```
function [omgREF_damping omgREF_DMAS omgREF_DMENOS] = tablaDAMPING(u,
R, Vr_columnas, D_filas, dib, Tp)
```

```
function[nu_matriz,phi_A_wb,A_wb,Dw,w,A_fb,Df,f]
=S2nut(Hs,Tp,espectro_tipo)

%% Espectro frecuencial de energia de la ola
if espectro_tipo==1
    % Tipo Pierson-Moskowitz
    fp=1/Tp;
    B=(5/4)*fp^4;
    A=(1/4)*B*Hs^2;
    Df=0.001;
    f_min=Df;% f_min=0.05;
    f_max=1;% f_max=0.5;
    f=f_min:Df:f_max;
    S=(A./f.^5).*exp(-B./f.^4);
end
if espectro_tipo==2
    % Tipo JONSwap
    fp=1/Tp;
    gamma_=3.3;
    alfa_=0.0624/(0.230+0.0336*gamma_-0.185*(1.9+gamma_).^(-1));
    sigma_a=0.07;
    sigma_b=0.09;
    Df=0.001;
    f_min=Df;% f_min=0.05;
    f_max=1;% f_max=0.5;
    f_a=f_min:Df:fp;
    f_b=fp+Df:Df:f_max;
    f=[f_a f_b];
    delta_a=exp(-((Tp.*f_a-1).^2)./(2*sigma_a^2));
    delta_b=exp(-((Tp.*f_b-1).^2)./(2*sigma_b^2));
    S_a=alfa_.*(Hs.^2).*(Tp.^(-4)).*(f_a.^(-5)).*exp((-
1.25).*((Tp.*f_a).^(-4))).*gamma_.^delta_a;
    S_b=alfa_.*(Hs.^2).*(Tp.^(-4)).*(f_b.^(-5)).*exp((-
1.25).*((Tp.*f_b).^(-4))).*gamma_.^delta_b;
    S=[S_a S_b];
end

% Representacion en el tiempo
w=2*pi*f;
Dw=2*pi*Df;
A_wb=(1/(2*pi))*sqrt(2*S./(Df));
A_fb=sqrt(2*S*Df);
phi_A_wb=random('unif',-pi,pi,size(A_wb));
A_wb_=A_wb.*exp(1i*phi_A_wb);
nu_matriz=A_wb_*Dw;
```

```
function[A_Z11 A_Z12 A_Z22 A_fe1 A_fe2 B_Z11 B_Z12 B_Z22 B_fe1 B_fe2
C_Z C_fe D tc_fe1 tc_fe2 R h e1 e2 d1 d2 d3]=CH(archivo,opciones)
```

```

if matlabpool('size')==0; matlabpool open; end

%% PROGRAMA DE CÁLCULO DE COEFICIENTES HIDRODINÁMICOS

% Calcula los coeficientes hidrodinámicos de un sistema de absorción
de
% energía de las olas (unidimétrico) compuesto por dos cuerpos, un
cuerpo
% flotante al que se le denomina 'Boya' y de un cuerpo sumergido al que
se
% le denomina 'Plato' rodeado por un tubo (topología llamada ISP-buoy).

%% ENTRADA DE DATOS

dibujar_1=opciones(1);
calcular_1=opciones(2);
dibujar_2=opciones(3);
calcular_2=opciones(4);
dibujar_3=opciones(5);
calcular_3=opciones(6);
dibujar_4=opciones(7);
calcular_4=opciones(8);

% Definición de constantes %

global g
global rho
g=9.8; %Aceleración de la gravedad (m/s^2)
rho=1025; %Densidad del agua del mar (kg/m^3)

% Definición de las dimensiones del dispositivo %

%lectura del archivo de datos
direccion=cd;
archivo=strcat(direccion,'\Datos\','Ejemplo_ISP.xls');
[R,h_R,e1_R,e2_R,d1_R,d2_R,d3_R,descripcion]=leer_xls(archivo,0);
%si dibujar_1=1 represento el dispositivo
if dibujar_1;
dibujar(1,d1_R,d2_R,d3_R,e1_R,e2_R,h_R,descripcion(1));pause(0.1); end

%% PASO 1: CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES 'mn'

% Se quiere calcular los coeficientes 'mn' a partir de un vector de
% coeficientes 'k' (ángulo de repetición de la ola) y de un escenario
% definido por R y por H.

% si calcular=0 se leen los datos desde el archivo de la hoja
'Coeficientes k, mn y w'
% si calcular=1 se ejecuta el cálculo de la matriz 'mn'

if calcular_1==0
    % Leo los valores ya calculados del fichero de excel
    [~, n kR_vector w_vector mn_matriz]=leer_xls(archivo,1);
else

```

```
% numero de terminos tenidos en cuenta antes de truncar los
sumatorios
n=80;
% Defino el vector de kR a calcular (defino las frecuencias a las
que se van a calcular los coeficientes hidrodinamicos)
kR_vector=zeros(1,1099);    kR_vector(1:3)=[0.00001 0.0001 0.001];
kR_vector(4:803)=0.0025:0.0025:2;    kR_vector(804:1003)=2.01:0.01:4;
kR_vector(1004:1013)=4.1:0.1:5;    kR_vector(1014:1018)=10:1:10;
kR_vector(1019:1027)=2e1:1e1:10e1;
kR_vector(1028:1036)=2e2:1e2:10e2;
kR_vector(1037:1045)=2e3:1e3:10e3;
kR_vector(1046:1054)=2e4:1e4:10e4;
kR_vector(1055:1063)=2e5:1e5:10e5;
kR_vector(1064:1072)=2e6:1e6:10e6;
kR_vector(1073:1081)=2e7:1e7:10e7;
kR_vector(1082:1090)=2e8:1e8:10e8;
kR_vector(1091:1099)=2e9:1e9:10e9;
n_w=length(kR_vector);
% Calculo los coeficientes 'mn' para cada frecuencia y para cada 'n'
[mn_matriz w_vector]=calcular_mn(kR_vector,h_R,n);
%Guardo los resultados
escribir_xls(archivo,1,n_w, n, kR_vector, w_vector, mn_matriz);
end

%% PASO 2: CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES HIDRODINAMICOS EN EL DOMINIO DE
LA FRECUENCIA DE LAS FUERZAS DE RADIACIÓN Y DE EXCITACIÓN

% si calcular=0 se leen los datos desde el archivo de la hoja
'COEFICIENTES HIDRODINAMICOS w'
% si calcular=1 se ejecuta el calculo de los coeficientes
hidrodinamicos en el dominio de la frecuencia

if calcular_2==0
    % Leo los valores ya calculados del fichero de excel
    [fe_1_R2 fe_2_R2 Z11_R3w Z12_R3w Z22_R3w]=leer_xls(archivo,2);
else
    % Definición de parametros de integracion
    M1=40; % numero de superficies cilindricas discretas entre la boya
    y el plato
    M2=5; % numero de superficies cilindricas discretas entre el plato
    y el fondo
    %Calculo los coeficientes hidrodinamicos de la fuerza de excitación
    y la fuerzaa de radiación
    % normalizado fe/(rho*g*pi*R^2)
    % normalizado Z/((2*pi*rho*w*R^3)/3)
    [fe_1_R2 fe_2_R2 Z11_R3w Z12_R3w
    Z22_R3w]=calcular_Fe_Z_w(M1,M2,n,h_R,e1_R,e2_R,d1_R,d2_R,d3_R,kR_vecto
    r,mn_matriz,w_vector);
    %Guardo los resultados
    escribir_xls(archivo,2,fe_1_R2, fe_2_R2, Z11_R3w, Z12_R3w,
    Z22_R3w);
end

% si dibujar_2=1 represento los resultados
```

```

if dibujar_2==1;
dibujar(2,d1_R,d2_R,d3_R,e1_R,e2_R,h_R,kR_vector,fe_1_R2,fe_2_R2,Z11_R
3w,Z12_R3w,Z22_R3w); pause(0.1); end

%% PASO 3: CÁLCULO DE LAS FUNCIONES DE RESPUESTA AL IMPULSO EN EL
TIMEPO DE LAS FUERZAS DE RADIACIÓN Y DE EXCITACIÓN

% si calcular=0 se leen los datos desde el archivo de la hoja
'RESPUESTA AL IMPULSO t'
% si calcular=1 se ejecuta el calculo de la respuesta al impulso en el
dominio del tiempo

if calcular_3==0
    % Leo los valores ya calculados del fichero de excel
    [~,~,t_vector_f,h_fe1,h_fe2,t_vector_Z,h_Z11,h_Z12
h_Z22]=leer_xls(archivo,3);
else
    %Definición de los vectores de tiempo
    t_vector_f=-6:20e-2:6; %t'=t/sqrt(R)
    t_vector_Z=0:10e-2:8; %t'=t/sqrt(R)
    %Calculo los coeficientes hidrodinamicos de la fuerza de excitación
y la fuerzaa de radiación
    [h_fe1,h_fe2,h_Z11,h_Z12,h_Z22,t_vector_f
t_vector_Z]=calcular_Fe_Z_t(fe_1_R2,fe_2_R2,Z11_R3w,Z12_R3w,Z22_R3w,w_
vector,t_vector_f,t_vector_Z);
    %Guardo los resultados
    escribir_xls(archivo,3,t_vector_f,h_fe1,h_fe2,t_vector_Z,
h_Z11,h_Z12,h_Z22);
end

% si dibujar_3=1 represento los resultados
if dibujar_3==1; dibujar(3,t_vector_f,h_fe1,h_fe2,t_vector_Z,
h_Z11,h_Z12,h_Z22); pause(0.1);end

%% PASO 4: REALIZACIÓN DE LAS RESPUESTAS AL IMPULSO EN UN ESPACIO DE
ESTADOS

% Parametros para dimensionalizar los resultados (al SI)
kt=sqrt(R);
kfe=sqrt(rho^2*g^2*pi^2*R^3);
kZ=((2/3)*pi*rho*R^2);

% si calcular=0 se leen los datos desde el archivo de la hoja
'RESPUESTA AL IMPULSO t'
% si calcular=1 se ejecuta el calculo de la respuesta al impulso en el
dominio del tiempo

if calcular_4==0
    % Leo los valores ya calculados del fichero de excel
    [~,~,t_vector_felc,h_felc,A_fel,B_fel,~,~,t_vector_fe2c
h_fe2c,A_fe2,B_fe2,~,~,t_vector_Z11c,~,A_Z11,B_Z11,~,~,
t_vector_Z12c,~,A_Z12,B_Z12,~,~,t_vector_Z22c,~,A_Z22,B_Z22
C_fe,C_Z,D]=leer_xls(archivo,4);
else
    % Definición de parametros

```

```

n_fe=6; %orden del espacio de estados q representa la fuerza de
excitación
n_Z=5; %orden del espacio de estados q representa la fuerza de
radiación
error=1e-10; % error permitido en la funcion a minimizar
max_iter=100; % numero maximo de iteraciones del bucle while
tc_fe1=2.29;
tc_fe2=3.2;
tc_Z=0;
mostrar_iteraciones=1;
% Metodo de primera estimación
%1=metodo de prony, 2=minimos cuadrados; 3=por matlab
modo_1er_iter_fe=2;
modo_1er_iter_Z=2;
%Calculo los coeficientes hidrodinamicos de la fuerza de excitación
y la fuerza de radiación
[A_fe1 B_fe1 h_fe1c
t_vector_fe1c]=calcular_Fe_Z_ss(n_fe,error,max_iter,modo_1er_iter_fe,t
c_fe1,3,h_fe1,t_vector_f,fe_1_R2,w_vector,kt,kfe,mostrar_iteraciones);
pause
[A_fe2 B_fe2 h_fe2c
t_vector_fe2c]=calcular_Fe_Z_ss(n_fe,error,max_iter,modo_1er_iter_fe,t
c_fe2,30,h_fe2,t_vector_f,fe_2_R2,w_vector,kt,kfe,mostrar_iteraciones)
;
pause
[A_Z11 B_Z11 h_Z11c
t_vector_Z11c]=calcular_Fe_Z_ss(n_Z,error,max_iter,modo_1er_iter_Z,tc
_Z,5,h_Z11,t_vector_Z,Z11_R3w,w_vector,kt,kZ,mostrar_iteraciones);
pause
[A_Z12 B_Z12 h_Z12c
t_vector_Z12c]=calcular_Fe_Z_ss(n_Z,error,max_iter,modo_1er_iter_Z,tc
_Z,5,h_Z12,t_vector_Z,Z12_R3w,w_vector,kt,kZ,mostrar_iteraciones);
pause
[A_Z22 B_Z22 h_Z22c
t_vector_Z22c]=calcular_Fe_Z_ss(n_Z,error,max_iter,modo_1er_iter_Z,tc
_Z,2,h_Z22,t_vector_Z,Z22_R3w,w_vector,kt,kZ,mostrar_iteraciones);
pause
C_fe=zeros(1,n_fe);
C_fe(end)=1;
C_Z=zeros(1,n_Z);
C_Z(end)=1;
D=0;
%Guardo los resultados
escribir_xls(archivo,4,n_fe,tc_fe1, t_vector_fe1c, h_fe1c, A_fe1,
B_fe1, n_fe, tc_fe2, t_vector_fe2c, h_fe2c, A_fe2, B_fe2, n_Z, tc_Z,
t_vector_Z11c, h_Z11c, A_Z11, B_Z11, n_Z, tc_Z, t_vector_Z12c, h_Z12c,
A_Z12, B_Z12, n_Z, tc_Z, t_vector_Z22c, h_Z22c, A_Z22, B_Z22, C_fe,
C_Z, D);
end

% si dibujar_4=1 represento los resultados
if dibujar_4==1; dibujar(4,kt, kZ, kfe, t_vector_fe1c, h_fe1c,
t_vector_fe2c, h_fe2c, t_vector_Z11c, h_Z11, t_vector_Z12c, h_Z12,
t_vector_Z22c, h_Z22, A_fe1, B_fe1, A_fe2, B_fe2, A_Z11, B_Z11, A_Z12,
B_Z12, A_Z22, B_Z22, C_fe, C_Z, D); pause(0.1); end

```

```
%leer los tc (tiempos de adelanto para causalizar los coeficientes de
la fuerza de excitación)
hoja='COEF. ESPACIO DE ESTADOS';
[tc_fe1, ~]=xlsread(archivo,hoja,'B4');
[tc_fe2, ~]=xlsread(archivo,hoja,'F4');
hoja2='Datos del dispositivo';
[R, ~]=xlsread(archivo,hoja2,'B6');
[h, ~]=xlsread(archivo,hoja2,'B7');
[e1, ~]=xlsread(archivo,hoja2,'B8');
[e2, ~]=xlsread(archivo,hoja2,'B9');
[d1, ~]=xlsread(archivo,hoja2,'B10');
[d2, ~]=xlsread(archivo,hoja2,'B11');
[d3, ~]=xlsread(archivo,hoja2,'B12');
```

```
function[Madinf_1,Madinf_2,Madinf_12,m1,m2,Z11_w,Z22_w,Z12_w,Rfv,Sb,
Fpto,
Vr]=MODhidraulico(R,db,lh1,lh2,K_pt1,K_pt2,alpha,b1,b2,b3,b4,L,Hs_vect
or,ep,dib)
```

```
%%%Hallar coeficientes hidrodinámicos
[fe_1 fe_2 Z11_w Z22_w Z12_w w_vector k_vector Mad11 Mad12 Mad22
T_vector] = WEC_CH_alone(R, db, lh1, lh2, K_pt1, K_pt2,dib);
Madinf_1=Mad11(1);Madinf_2=Mad22(1);Madinf_12=Mad12(1);
Tp_vector=2*pi./w_vector;
%%%Definición de constantes
K_real_reg=0.7718;
rho=1025;%g/l
g=9.8;%m/s^2
```

```
%%%Definición de localización
T_reg=K_real_reg*Tp_vector;
H_reg=(1/sqrt(2))*Hs_vector;
%%%Definición de la geometría del dispositivo
A2=pi*R^2; %área tubo, boya
Aestrecham=A2/(alpha^2); %área tubo venturi
Restrecham=sqrt(Aestrecham/pi);
%L=b1+2*b2+b3+b4; %longitud tubo
esp=0.05;%espesor del tubo
h=0.5; %%%altura turbina
```

```
% CIRCUITO EQUIVALENTE THEVENIN
```

```
%% 1.Frad=Zbb*Vb+jwM
w_vector_=(2*pi)./T_reg;
Zbb=Z11_w.*w_vector;
Zpp=Z22_w.*w_vector;
Zbp=Z12_w.*w_vector;
```

```
Cd=10;
v_nom=2;
Rdrag=(Cd/2)*rho*pi*R^2*(v_nom*pi/4);
Rfv=0.1*max(real(Zbb));
Rfvp=Rfv+Rdrag;
```

```
Rfv=0.1*max(real(Zbb)); %%fricción
%masas
Vestr=pi*Restrecham^2*(b1*(alpha-1)+2*b2*((2*alpha/3)-1/3)); %m^3
m_boya=rho*(db*pi*(R^2));
m_estrecham=rho*Vestr;
mturb=rho*pi*Restrecham^2*ep;
Mbb=m_boya+m_estrecham+mturb; %masa de la boya + masa estrechamiento +
masa turbina
m1=Mbb;
Mpp=0;
m2=Mpp;
mw1=rho*Aestrecham*L;
mv1=rho*Aestrecham*(b1+alpha^-2*(b3+b4)+2*b2*alpha^-1);
mw2=rho*Aestrecham*((alpha^2+alpha-2)*2*b2/3+(alpha^2-1)*(b3+b4));
mv2=rho*Aestrecham*(2*(1-alpha^-1)*b2+(1-alpha^-2)*(b3+b4));
Mb=(mw1+mv1+mw2+mv2+Mbb); %Kg
Mp=(mv1+mv2+Mpp); %Kg

%% 2.F arquímedes
Sb=rho*g*pi*R^2;%Kg/s^2
Sp=0;

%% 3.Impedancia thevenin
Ztb=Rfv+li.*w_vector.*(Mb)-li.*Sb./w_vector.+Zbb;
Ztp=Rfv+li.*w_vector.*(Mp)+Zpp;
Ztb(isnan(Ztb))=0;
Ztp(isnan(Ztp))=0;
Zbp(isnan(Zbp))=0;
Zt=(Ztb.*Ztp-Zbp.^2)./(Ztb+Ztp+2*Zbp);%Kg/s
Zt(isnan(Zt))=0;

%% 4.F thevenin (F excitación)
Rt=real(Zt);
Xt=imag(Zt);
A=H_reg./2;
Zpto_vector=abs(Zt);
Rt=real(Zt);
Xt=imag(Zt);

%% PARA SACAR LA POTENCIA EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA
A=H_reg./2;
Fb_coef=interp1(w_vector,real(fe_1),w_vector_,'cubic',0)+li*interp1(w_
vector,imag(fe_1),w_vector_,'cubic',0);
Fp_coef=interp1(w_vector,real(fe_2),w_vector_,'cubic',0)+li*interp1(w_
vector,imag(fe_2),w_vector_,'cubic',0);
Fb=abs(Fb_coef).*A;
Fp=abs(Fp_coef).*A;
Fexc=((Ztp+Zbp).*Fb-(Ztb+Zbp).*Fp)./(Ztb+Ztp+2*Zbp);

%% 5.Resonancia -> Fpto -> velocidad
% Fm_opt=Fexc.*(conj(Zt)./(2*Rt));
% %Fm_max=F_nom_PTO*exp(li*angle(Fm_opt));
% %Fpto=(min(abs(Fm_max),abs(Fm_opt))).*exp(li*angle(Fm_opt)); %siempre
el mínimo entre el nominal y el óptimo
% Fpto=Fm_opt;
% V=(Fexc-Fpto)./Zt;
```

```
Zpto=abs(Zt); %Kg/s
V=(Fexc)./(Zt+Zpto); %m/s
Fpto=Zpto.*V; %Kg*m/s^2

V_mat=zeros(2,length(w_vector_)); %divisor de corriente: hallo Vp y Vb
for j=1:length(w_vector_)
    F_mat=[Fb(j)-Fpto(j);Fp(j)+Fpto(j)];
    Z_mat=[Ztb(j) Zbp(j); Zbp(j) Ztp(j)];
    Zinversa=inv(Z_mat);
    V_mat(:,j)=Zinversa*F_mat;
end
Vb=zeros(1,length(w_vector_));
Vp=zeros(1,length(w_vector_));
Vb=V_mat(1,:);
Vp=V_mat(2,:);
Vagua=Vp*A2/Aestrecham;%aumento de velocidad del agua por el
estrechamiento
Vr=Vb-Vagua;%velocidad relativa entre la columna de agua y el tubo (o
boya)

end
```

```
function [omgREF_SIM omgREF_SIM2 omgREF] = tablaFAX(u, Rturb,
Vr_columnas, Fpto_filas, dib, Tp)

dib=1;
%% CURVA ORIGINAL
%Curva original (no simétrica)
x0=2;
i=1;j=1;rho=1025;
for i=1:1:u
    for j=1:1:u
        %Ecuación de la aproximacion de la curva de Fax
        omg = fsolve(@(omg)omg*(1.3*Vr_columnas(j)*Rturb^2)-
(0.48*Vr_columnas(j)^2*Rturb)+omg^(-1)*(5.2*Vr_columnas(j)^3)-
Fpto_filas(i)/(rho*pi*Rturb),x0,optimset('Display','off'));
omgREF(i,j)=omg;
    end
end
if dib==1
    figure(7)
    surf(Vr_columnas,Fpto_filas,omgREF);
end

%% Hago que cuando Fpto y Vr son negativas la omega sea igual que
cuando son las dos positivas (hago la curva simétrica)
i=1;j=1;
for i=1:1:u/2
    for j=1:1:u/2
        omgREF_sim1(i,j)=omgREF(u-i+1,u-j+1);
    end
end
end
```



```
%Hago 0 los cuadrantes en los que Fpto y Vr tienen sentidos contrarios
(para que salga omega>0)
i=1;j=1;
for i=1:1:u
    for j=1:1:u
        if i<=u/2 && j<=u/2
            omgREF_SIM(i,j)=omgREF_sim1(i,j);
        else
            if i>u/2 && j>u/2
                omgREF_SIM(i,j)=omgREF(i,j);
            else
                omgREF_SIM(i,j)=0;
            end
        end
    end
end

if dib==1
    figure(8)
    surf(Vr_columnas,Fpto_filas,omgREF_SIM);
end

%% Hago las curvas simétricas en los cuadrantes en los que omega=0
para
%% suavizar los resultados

i=1;j=1;
for i=1:1:u
    for j=1:1:u
        if i<=u/2 && j<=u/2
            omgREF_SIM2(i,j)=omgREF_SIM(i,j);
        else
            if i>u/2 && j>u/2
                omgREF_SIM2(i,j)=omgREF_SIM(i,j);
            else
                omgREF_SIM2(i,j)=omgREF_SIM(i,u+1-j);
            end
        end
    end
end

if dib==1
    figure(9)
    surf(Vr_columnas,Fpto_filas,omgREF_SIM2);
end

end
```

```
function [omgREF_damping omgREF_DMAS omgREF_DMENOS] = tablaDAMPING(u,
R, Vr_columnas, D_filas, dib, Tp)

%dib=1;
%% CURVA ORIGINAL
%Curva original (no simétrica)
Rturb=3.15;
x0=2;
i=1;j=1;rho=1025;
for i=1:1:u
    for j=1:1:u
        omg = fsolve(@(omg)1.3*rho*pi*Rturb^3*omg^2-
(0.48*rho*pi*Rturb^2*Vr_columnas(j)+D_filas(i))*omg+5.2*rho*pi*Rturb*V
r_columnas(j)^2,x0,optimset('Display','off'));
        omgREF_damping(i,j)=omg;
    end
end
if dib==1
    figure(7)
    surf(Vr_columnas,D_filas,omgREF_damping);
end

%% Resolviéndolo con la fórmula cuadrática
%Con el signo mas
i=1;j=1;rho=1025;
for i=1:1:u
    for j=1:1:u
        A=1.3*rho*pi*Rturb^3;
        B=-(0.48*rho*pi*Rturb^2*Vr_columnas(j)+D_filas(i));
        C=5.2*rho*pi*Rturb*Vr_columnas(j)^2;
        omgREF_DMAS(i,j)=(-B+sqrt(B^2-4*A*C))/(2*A);
    end
end
omgREF_DMAS=omgREF_DMAS.*(imag(omgREF_DMAS)==0);
if dib==1
    figure(8)
    surf(Vr_columnas,D_filas,omgREF_DMAS);
end
%Con el signo menos
i=1;j=1;rho=1025;
for i=1:1:u
    for j=1:1:u
        A=1.3*rho*pi*Rturb^3;
        B=-(0.48*rho*pi*Rturb^2*Vr_columnas(j)+D_filas(i));
        C=5.2*rho*pi*Rturb*Vr_columnas(j)^2;
        omgREF_DMENOS(i,j)=(-B-sqrt(B^2-4*A*C))/(2*A);
    end
end
omgREF_DMENOS=omgREF_DMENOS.*(imag(omgREF_DMENOS)==0);
if dib==1
    figure(8)
    hold on
    surf(Vr_columnas,D_filas,omgREF_DMENOS);
hold off
end
end
```

13.1.4. Inicialización del modelo de Simulink con pistón

13.1.4.1. Programa principal

STARTpiston.m

```
%% 1. CARGA DE DATOS DE LOS BLOQUES
load('DATOS POTENCIAS VELOC CARRERA Y ALTURAS (1).mat');
T_regu=SALIDA_struct.T_reg(50);
Hs_regu=SALIDA_struct.H_reg(50);
load('DATOS.mat');
Tp=T_regu;
Hs=Hs_regu;
Hs_vector=Hs;
Espectro_tipo=2; % 1->PM / 2-> Jp
[nu_matriz, phi_A_wb, A_wb, Dw w]=S2nut(Hs ,Tp,Espectro_tipo);
tc_fe=0;
tipo_oleaje=1;
dib=0;

%% 2. INTRODUCCIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL ABSORBEDOR
R=5.64;
d1=1.42;
d2=29.2;
d3=29.2;
e1=4.17;
e2=40;
h=50;
db=d1;
lh1=e1-d1;
lh2=h-e2;
L=h-lh1-lh2-d1;
K_pt1=(d2-e1)/L;
K_pt2=(d3-d2)/L;

%% 3. CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE LOS ESPACIOS DE ESTADOS EN EL
TIEMPO
opciones=[0 0 0 0 0 0 0 0];archivo='Ejemplo_ISP';
[A_Z11 A_Z12 A_Z22 A_fe1 A_fe2 B_Z11 B_Z12 B_Z22 B_fe1 B_fe2 C_Z C_fe
D tc_fe1 tc_fe2]=CH(archivo,opciones);

%% 4. CÁLCULO MASA AÑADIDA
[fe_1 fe_2 Z11_w Z22_w Z12_w w_vector k_vector] = WEC_CH_alone(R, db,
lh1, lh2, K_pt1, K_pt2);
```

```
%% 5. CÁLCULO DE LA TABLA Z CONTROL ÓPTIMO
[Sb,Sp,Rfv,Hs_reg,Rdrag,Mb,Mp,Tp_vector2,Zpto_vector2]=WEC_Zoptimo(R,db,
lh1,lh2,K_pt1,K_pt2,L,h,fe_1,fe_2,Z11_w,Z22_w,Z12_w,w_vector,k_vector,
Hs_vector,d3,d2);
Zpto_vector=SALIDA_struct.Zm_5;
Tp_vector=SALIDA_struct.T_reg;
figure(2)
plot(Tp_vector,Zpto_vector);
hold on
plot(Tp_vector2,Zpto_vector2,'r')
hold off
```

13.1.4.2. Funciones del programa

```
function [nu_matriz, phi_A_wb, A_wb, Dw, w, A_fb, Df,
f]=S2nut(Hs,Tp,espectro_tipo)

function[A_Z11 A_Z12 A_Z22 A_fe1 A_fe2 B_Z11 B_Z12 B_Z22 B_fe1 B_fe2
C_Z C_fe D tc_fe1 tc_fe2 R h e1 e2 d1 d2 d3]=CH(archivo,opciones)

function [fe_1 fe_2 Z11_w Z22_w Z12_w w_vector k_vector Mad11 Mad12
Mad22 T_vector] = WEC_CH_alone(R, db, lh1, lh2, K_pt1, K_pt2,dib)

function[Sb,Sp,Rfv,Hs_reg,Rdrag,Mb,Mp,Tp_vector2,Zpto_vector2]=WEC_Zop
timo(R,db,lh1,lh2,K_pt1,K_pt2,L,h,fe_1,fe_2,Z11_w,Z22_w,Z12_w,w_vector
,k_vector,Hs_vector,d3,d2)
```

```
function [fe_1 fe_2 Z11_w Z22_w Z12_w w_vector k_vector Mad11 Mad12
Mad22 T_vector] = WEC_CH_alone(R, db, lh1, lh2, K_pt1, K_pt2,dib)
```

% Basado en el articulo "Hydrodynamic parameters for two-body
axisymmetric system" Havard Eidsmoen"

% VARIABLES DE ENTRADA

% R : Radio del dispositivo (de la boya, del tubo y del plato)
% db : Calado de la boya (profundidad de la parte inferior de la
boya)
% lh1 : Distancia entre la parte inferior de la boya y la parte
superior del tubo
% lh2 : Distancia entre la parte inferior del tubo y el fondo marino
% K_pt1 : Relación entre la posición del la parte superior del plato
dentro del tubo y la longitud total del tubo
% K_pt2 : Relación entre el espesor del plato del plato y la longitud
total del tubo

% VARIABLES DE SALIDA

% fe_1 : Coeficiente de la fuerza de excitación ($F_e = f_e \cdot A$) del
cuerpo 1 (boya)
% fe_2 : Coeficiente de la fuerza de excitación ($F_e = f_e \cdot A$) del
cuerpo 2 (plato)
% Z11_w : Impedancia de radiación propia (dividida entre w;
 $Z_{11} = Z_{11_w} \cdot w_vector$) del cuerpo 1 (boya)

```
% Z22_w      : Impedancia de radiación propia (dividida entre w;
Z22=Z22_w.*w_vector) del cuerpo 2 (plato)
% Z12_w      : Impedancia de radiación mutua (dividida entre w;
Z21=Z12=Z12_w.*w_vector) entre el cuerpo 1 y el cuerpo 2
% w_vector   : Vector de velocidad angular de la oscilación
% k_vector   : Vector de número de onda (solución de la ecuación de
dispersion w^2=g*k*tanh(k*h))

%warning off
%tic

%% VARIABLES DE ENTRADA

% Definición de constantes
g=9.8; %Aceleración de la gravedad
rho=1025; %Densidad del agua del mar

% CARGA DEL VECTOR .MAT QUE CONTIENE INFORMACION DE LAS FRECUENCIAS Y
PERIODOS

% Carga las siguientes variables:
% h          : Profundidad del fondo marino
% k_vector   : Vector de número de onda (solución de la ecuación de
dispersion w^2=g*k*tanh(k*h))
% mn_matriz  : Raices de la ecuación ecuación w^2=g*mn*tanh(mn*h)
% n          : número de raices de la ecuación w^2=g*mn*tanh(mn*h)
% w_vector   : Vector de velocidad angular de la oscilación
% T_vector   : Vector de periodo de la oscilación

%load('mn_calculada_h=50_n=80_l=110.mat')
load('mn_calculada_h=50_n=80_l=15.mat')
n_vector=1:1:n;

%% Definición de parametros de integracion

M1=40; % numero de superficies cilindricas entre la boya y el tubo
M2=40; % numero de superficies cilindricas entre el tubo y el fondo
delta1=(e1-d1)/M1; %delta1/R
delta2=(h-e2)/M2; %delta2/R

%% Cálculo de los parametros U(m), E_0 y N_0

% Vector Zm
z=zeros(1,M1+M2);
for m=1:1:M1+M2;
    if m<=M1
        z(m)=-(d1+m*delta1)+delta1/2;
    end
    if m>=M1+1
        z(m)=-(e2+(m-M1)*delta2)+delta2/2;
    end
end

% Matrices gII y gIII (no dependen de k)
```

```
% Matriz gII, con 1<m<M1 y 1<m'<M1
%Vectores que dependen de 'n'
sIIIn=n_vector*pi/(d2-d1);
K_SIIIn=(2./sIIIn).*sin((delta1/2)*sIIIn);
K_WIIIn=(1./(sIIIn*(d2-d1))).*(1./besseli(1,sIIIn*R));
WIIIn=K_WIIIn.*besseli(0,sIIIn*R);
%Matrices que dependen de 'n' y de 'm'
fiIIIn=zeros(M1,n);
SIIIn=zeros(M1,n);
for m=1:M1
    fiIIIn(m,:)=sqrt(2)*cos(sIIIn*(z(m)+d2));
    SIIIn(m,:)=K_SIIIn.*fiIIIn(m,:);
end
%Matriz gII que depende de 'm' y 'm'
gII=zeros(M1,M1);
for m=1:M1
    for m_prima=1:M1
        gII(m_prima,m)=sum(WIIIn.*fiIIIn(m_prima,:).*SIIIn(m,:));
    end
end
% Matriz gIII, con M1<m<M1+M2 y M1<m'<M1+M2
%Vectores que dependen de 'n'
sIIIIn=n_vector*pi/(h-d3);
K_SIIIIn=(2./sIIIIn).*sin((delta2/2)*sIIIIn);
K_WIIIIn=(1./(sIIIIn*(h-d3))).*(1./besseli(1,sIIIIn*R));
WIIIIn=K_WIIIIn.*(besseli(0,sIIIIn*R));
%Matrices que dependen de 'n' y de 'm'
fiIIIIn=zeros(M2,n);
SIIIIn=zeros(M2,n);
for m=M1+1:M1+M2
    fiIIIIn(m-M1,:)=sqrt(2).*cos(sIIIIn.*(z(m)+h));
    SIIIIn(m-M1,:)=K_SIIIIn.*fiIIIIn(m-M1,:);
end
%Matriz gIII que depende de 'm' y 'm'
gIII=zeros(M2,M2);
for m=M1+1:M1+M2
    for m_prima=M1+1:M1+M2
        gIII(m_prima-M1,m-M1)=sum(WIIIIn.*fiIIIIn(m_prima-M1,:).*SIIIIn(m-M1,:));
    end
end
% Vector de terminos independientes (no depende de k)
% [P1(z.1),P1(z.2),...,P1(z.M1),P2(z.M1+1),...,P2(z.M1+M2)]
K_uh1P=zeros(1,M1+M2+2);
K_uh2P=zeros(1,M1+M2+2);
for m=1:M1
    K_uh1P(m)=(1/(2*(d2-d1)))*((z(m)+d2)^2-(R^2/2));%P1(uh1)
    K_uh2P(m)=-(1/(2*(d2-d1)))*((z(m)+d1)^2-(R^2/2));%P1(uh2)
end
for m=M1+1:M1+M2
    K_uh1P(m)=0;%P2(uh1)
    K_uh2P(m)=(1/(2*(h-d3)))*((z(m)+h)^2-(R^2/2));%P2(uh2)
end
K_uh1P(M1+M2+1)=-(R/2);%P3(uh1)
K_uh2P(M1+M2+1)=(R/2);%P3(uh2)
K_uh1P(M1+M2+2)=0;%P4(uh1)
```

```

K_uh2P(M1+M2+2)=- (R/2); %P4 (uh2)

b_uh1=K_uh1P;
b_uh2=K_uh2P;

% Matriz gI (depende de k)
SInm=zeros(M1+M2,n);
gI=zeros(M1+M2,M1+M2);
fe_1=zeros(1,length(k_vector));
fe_2=zeros(1,length(k_vector));
Z11_w=zeros(1,length(k_vector));
Z12_w=zeros(1,length(k_vector));
Z21_w=zeros(1,length(k_vector));
Z22_w=zeros(1,length(k_vector));

for indice_k=1:length(k_vector)
    % Matriz gI, con 1<m<M1+M2 y 1<m'<M1+M2
    %Vectores que dependen de 'n'
    B=zeros(1,n);

    B(1:n)=sqrt((4*mn_matriz(indice_k,:)*h)/(sin(2*mn_matriz(indice_k,:)*
h)+2*mn_matriz(indice_k,:)*h));
    K_SInm_I=zeros(1,n);
    K_SInm_I(1:n)=(2./mn_matriz(indice_k,:)).*sin((delta1/2)*mn_matriz(ind
ice_k,:));
    if isfinite(K_SInm_I(1))==0
        K_SInm_I(1)=0;
    end
    K_SInm_II=zeros(1,n);
    K_SInm_II(1:n)=(2./mn_matriz(indice_k,:)).*sin((delta2/2)*mn_matriz(in
dice_k,:));
    if isfinite(K_SInm_II(1))==0
        K_SInm_II(1)=0;
    end
    K_WIn=zeros(1,n);
    K_WIn(1)=(-
1./(k_vector(indice_k)*h))*(1./besselh(1,2,R*k_vector(indice_k)));
    K_WIn(2:n)=(-
1./(mn_matriz(indice_k,2:n)*h)).*(1./besselk(1,R*mn_matriz(indice_k,2:
n)));
    WIn=zeros(1,n);
    WIn(1)=K_WIn(1).*besselh(0,2,R*k_vector(indice_k));
    WIn(2:n)=K_WIn(2:n).*besselk(0,R*mn_matriz(indice_k,2:n));
    fiInm=zeros(M1+M2,n);
    for m=1:M1+M2
        fiInm(m,1:n)=B(1:n).*cos(mn_matriz(indice_k,:).*(z(m)+h));
    if isfinite(fiInm(m,1))==0
        fiInm(m,1)=0;
    end
    if m<=M1
        SInm(m,:)=K_SInm_I.*fiInm(m,:);
    else
        SInm(m,:)=K_SInm_II.*fiInm(m,:);
    end
end
    %Matriz gI que depende de 'm' y 'm''
for m=1:M1+M2

```

```

        for m_prima=1:M1+M2
gI(m_prima,m)=sum(WIn.*fiInm(m_prima,:).*SInm(m,:));
end
end

%Matriz M
M=zeros(M1+M2+2);
M(1:M1+M2,1:M1+M2)=gI;
M(1:M1,1:M1)=M(1:M1,1:M1)-gII;
M(M1+1:M1+M2,M1+1:M1+M2)=M(M1+1:M1+M2,M1+1:M1+M2)-gIII;
M(1:M1,M1+M2+1)=-ones(M1,1);
M(1:M1,M1+M2+2)=zeros(M1,1);
M(M1+1:M1+M2,M1+M2+1)=zeros(M2,1);
M(M1+1:M1+M2,M1+M2+2)=-ones(M2,1);
M(M1+M2+1,1:M1)=delta1*ones(1,M1);
M(M1+M2+1,M1+1:M1+M2)=zeros(1,M2);
M(M1+M2+2,1:M1)=zeros(1,M1);
M(M1+M2+2,M1+1:M1+M2)=delta2*ones(1,M2);

%Resuelvo el sistema
u_uh1=M\b_uh1.';
u_uh2=M\b_uh2.';

um_uh1=u_uh1(1:M1+M2).';
um_uh2=u_uh2(1:M1+M2).';
E0_uh1=u_uh1(M1+M2+1).';
E0_uh2=u_uh2(M1+M2+1).';
N0_uh1=u_uh1(M1+M2+2).';
N0_uh2=u_uh2(M1+M2+2).';

%% CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES HIDRODINÁMICOS

%Calculo de las impedancias de radiación
D1=d2-d1;
D2=h-d3;
sumatorio_11=0;
sumatorio_12=0;
sumatorio_21=0;
sumatorio_22=0;
for indice_n=n_vector
Sum1II=um_uh1(1:M1)*SIInm(:,indice_n);
Sum2II=um_uh2(1:M1)*SIInm(:,indice_n);
Sum1III=um_uh1(M1+1:M1+M2)*SIIInm(:,indice_n);
Sum2III=um_uh2(M1+1:M1+M2)*SIIInm(:,indice_n);
K1=(sqrt(2)*R*D1)/((indice_n^2)*(pi^2));
K2=(sqrt(2)*R*D2)/((indice_n^2)*(pi^2));
sumatorio_11=sumatorio_11-((-1)^indice_n)*K1*Sum1II;
sumatorio_12=sumatorio_12-((-1)^indice_n)*K1*Sum2II;
sumatorio_21=sumatorio_21+K1*Sum1III-((-1)^indice_n)*K2*Sum1III;
sumatorio_22=sumatorio_22+K1*Sum2III-((-1)^indice_n)*K2*Sum2III;
end
Z11_w(indice_k)=-(1i*2*pi*rho)*(-(R^2)*D1/4+(R^4)/(16*D1)-
(R^2)*E0_uh1/2+sumatorio_11);
Z12_w(indice_k)=-(1i*2*pi*rho)*(-(R^4)/(16*D1)-
(R^2)*E0_uh2/2+sumatorio_12);

```



```

Z21_w(indice_k)=-(1i*2*pi*rho)*(-(R^4)/(16*D1)+(R^2)*E0_uh1/2-
(R^2)*N0_uh1/2+sumatorio_21);
Z22_w(indice_k)=-(1i*2*pi*rho)*(-(R^2)*D1/4+(R^4)/(16*D1)-
(R^2)*D2/4+(R^4)/(16*D2)+(R^2)*E0_uh2/2-(R^2)*N0_uh2/2+sumatorio_22);

%Calculo de los coeficientes de excitación

D=(1+(2*k_vector(indice_k)*h)/(sinh(2*k_vector(indice_k)*h)))*tanh(k_v
ector(indice_k)*h);%(1+(4*k_vector(indice_k)*h*exp(-
2*k_vector(indice_k)*h))/(1-exp(-4*k_vector(indice_k)*h)))*((1-exp(-
2*k_vector(indice_k)*h))/(1+exp(-2*k_vector(indice_k)*h)));
Sum1I=um_uh1*SInm(:,1);
Sum2I=um_uh2*SInm(:,1);

K_fe=(2*1i)*((B(1)*cosh(k_vector(indice_k)*h)*D*K_WIn(1))/(k_vector(in
dice_k)));
fe_1(indice_k)=rho*g*K_fe*(Sum1I);
fe_2(indice_k)=rho*g*K_fe*(Sum2I);

end
Mad11=imag(Z11_w');Mad12=imag(Z12_w');Mad22=imag(Z22_w');

%% REPRESENTAR LOS RESULTADOS
if dibujar==1
subplot(2,3,1); plot(T_vector,[ abs(fe_1')          abs(fe_2')
]);
                                ylabel('|f_e| (N)');
xlabel('T (s)'); xlim([min(T_vector) max(T_vector)]); grid on
    subplot(2,3,2); plot(T_vector,[ angle(fe_1')
angle(fe_2') ]);
                                ylabel('angle(f_e)
(rad)'); xlabel('T (s)'); xlim([min(T_vector) max(T_vector)]); grid
on
    subplot(2,3,4); plot(T_vector,[ real(Z11_w.*w_vector)'
real(Z12_w.*w_vector)' real(Z22_w.*w_vector)' ]); ylabel('R_r_a_d
(Kg/s)'); xlabel('T (s)'); xlim([min(T_vector) max(T_vector)]);
grid on
    subplot(2,3,5); plot(T_vector,[ imag(Z11_w')
imag(Z12_w')          imag(Z22_w')          ]); ylabel('M_a_d
(Kg)'); xlabel('T (s)'); xlim([min(T_vector) max(T_vector)]);
grid on

    subplot(1,3,3); hold on; axis off; colormap cool;
    plot([3*R R R -R -R -3*R],[h h h-d1 h-d1 h h],'b:','LineWidth',2)
    plot([R -R -R R R],[h-d1 h-d1 h+0.5*d1 h+0.5*d1 h-
d1],'r','LineWidth',3)
    plot([R -R -R R R],[h-d2 h-d2 h-d3 h-d3 h-d2],'r','LineWidth',3)
    plot([-R -R],[h-e1 h-e2],'k','LineWidth',4)
    plot([R R],[h-e1 h-e2],'k','LineWidth',4)
    plot([3*R -3*R],[0 0],'g','LineWidth',4)
    text(3*R+5,8*(h/8),strcat('R(m)=',num2str(R,3)) )
    text(3*R+5,7*(h/8),strcat('d_1(m)=',num2str(d1,3)) )
    text(3*R+5,6*(h/8),strcat('d_2(m)=',num2str(d2,3)) )
    text(3*R+5,5*(h/8),strcat('d_3(m)=',num2str(d3,3)) )
    text(3*R+5,4*(h/8),strcat('e_1(m)=',num2str(e1,3)) )
    text(3*R+5,3*(h/8),strcat('e_2(m)=',num2str(e2,3)) )
    xlim([-3*R,6*R]); hold off;

end

```

```
function[Sb,Sp,Rfv,Hs_reg,Rdrag,Mb,Mp,Tp_vector2,Zpto_vector2]=WEC_Zop
timo(R,db,lh1,lh2,K_pt1,K_pt2,L,h,fe_1,fe_2,Z11_w,Z22_w,Z12_w,w_vector
,k_vector,Hs_vector,d3,d2)

%% Datos de entrada
Tp_vector2=2*pi./w_vector;
g=9.8; %Aceleración de la gravedad
rho=1025; %Densidad del agua del mar
K_fv=0.1;
v_nom=2;
ep=d3-d2;

%% Cálculos
Hs_reg=Hs_vector;
Zbb=Z11_w.*w_vector;
Zpp=Z22_w.*w_vector;
Zbp=Z12_w.*w_vector;
Rfv=K_fv*max(real(Zbb));%K_fv*max([max(real(Zbb)) max(real(Zbp))
max(real(Zpp))]);
Cd=10;
Rdrag=(Cd/2)*rho*pi*R^2*(v_nom*pi/4);
Rfvb=Rfv;
Rfvp=Rfv+Rdrag;
Sb=rho*g*pi*R^2;
Sp=0;

% Por flotabilidad
Mb=rho*db*pi*(R^2);
Mp=rho*pi*(ep*R^2);
Mt=Mb+Mp;

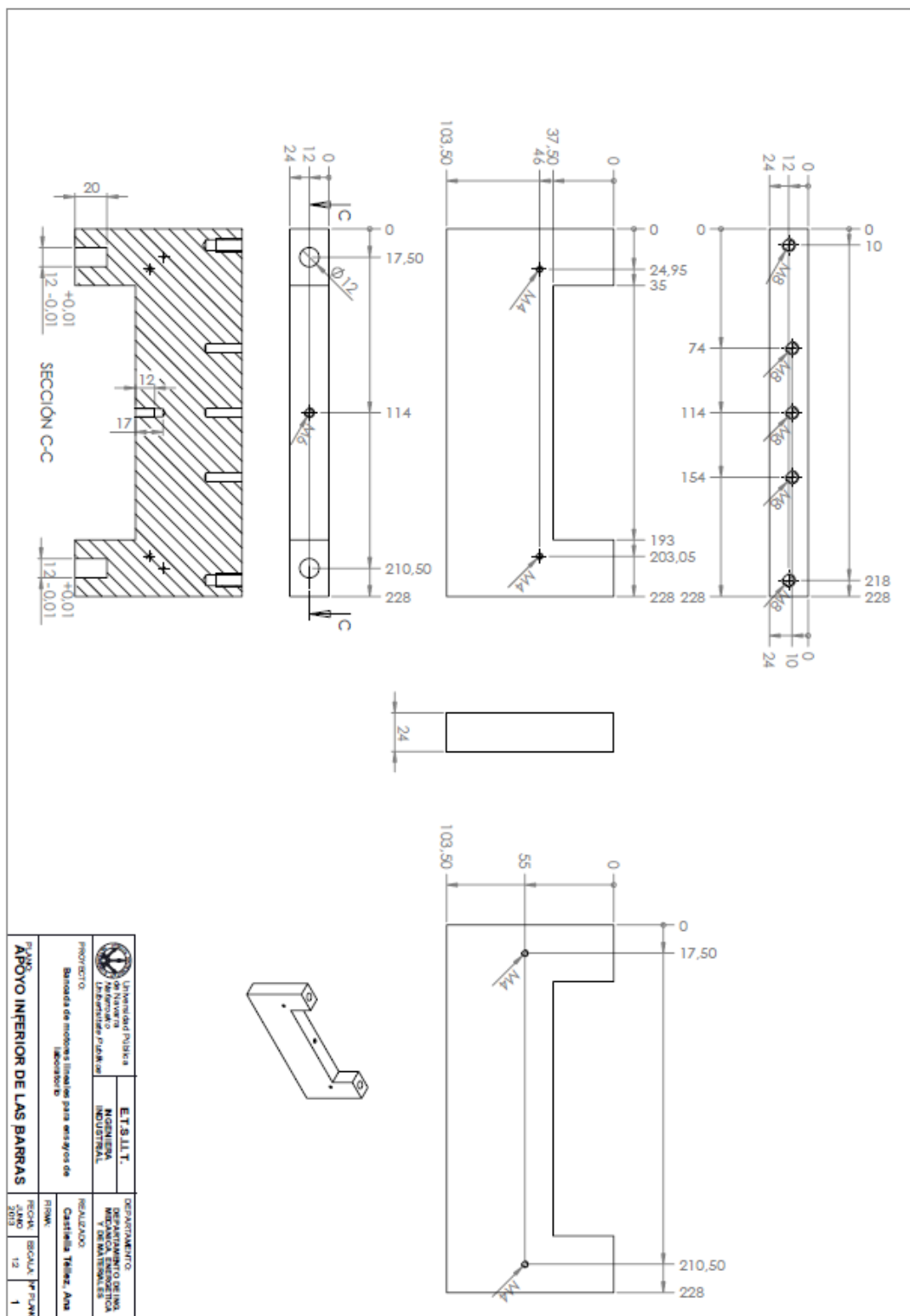
Sup_b=2*(pi*R^2)+(2*db*2*pi*R);
Sup_p=2*(pi*R^2)+(ep*2*pi*R)+2*((h-lh2-lh1-db)*2*pi*R);
Sup_t=Sup_b+Sup_p;

%Equivalente THEVENIN
Ztb=Rfvb+1i.*w_vector.*(Mb)-1i.*Sb./w_vector+Zbb ;
Ztp=Rfvp+1i.*w_vector.*(Mp)-1i.*Sp./w_vector+Zpp ;
Ztb(isnan(Ztb))=0;
Ztp(isnan(Ztp))=0;
Zbp(isnan(Zbp))=0;
Zt=(Ztb.*Ztp-Zbp.^2)./(Ztb+Ztp+2*Zbp) ;
Zt(isnan(Zt))=0;
Zpto_vector2=abs(Zt);
Rt=real(Zt);
Xt=imag(Zt);

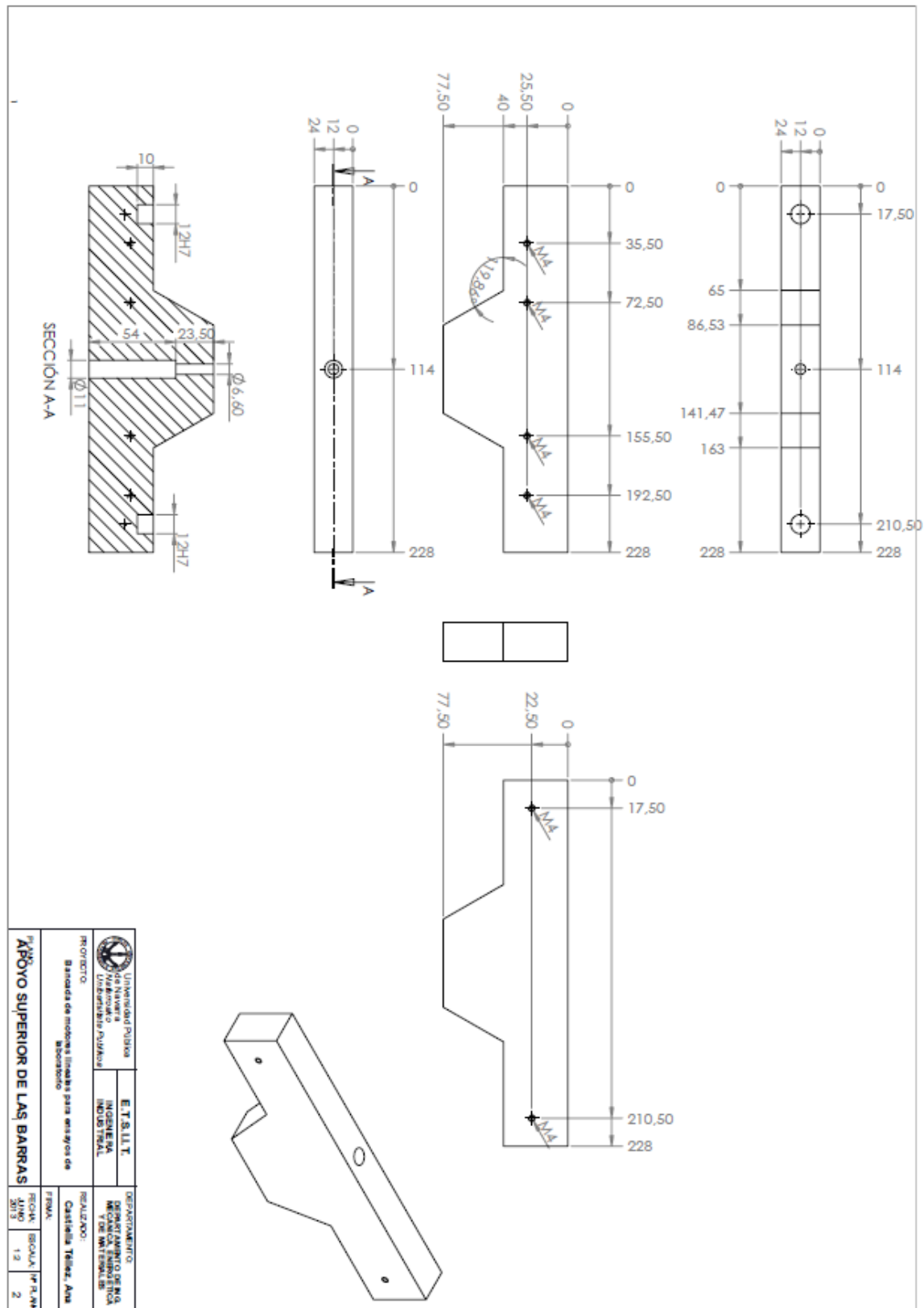
end
```

13.2. Diseño en Solidworks

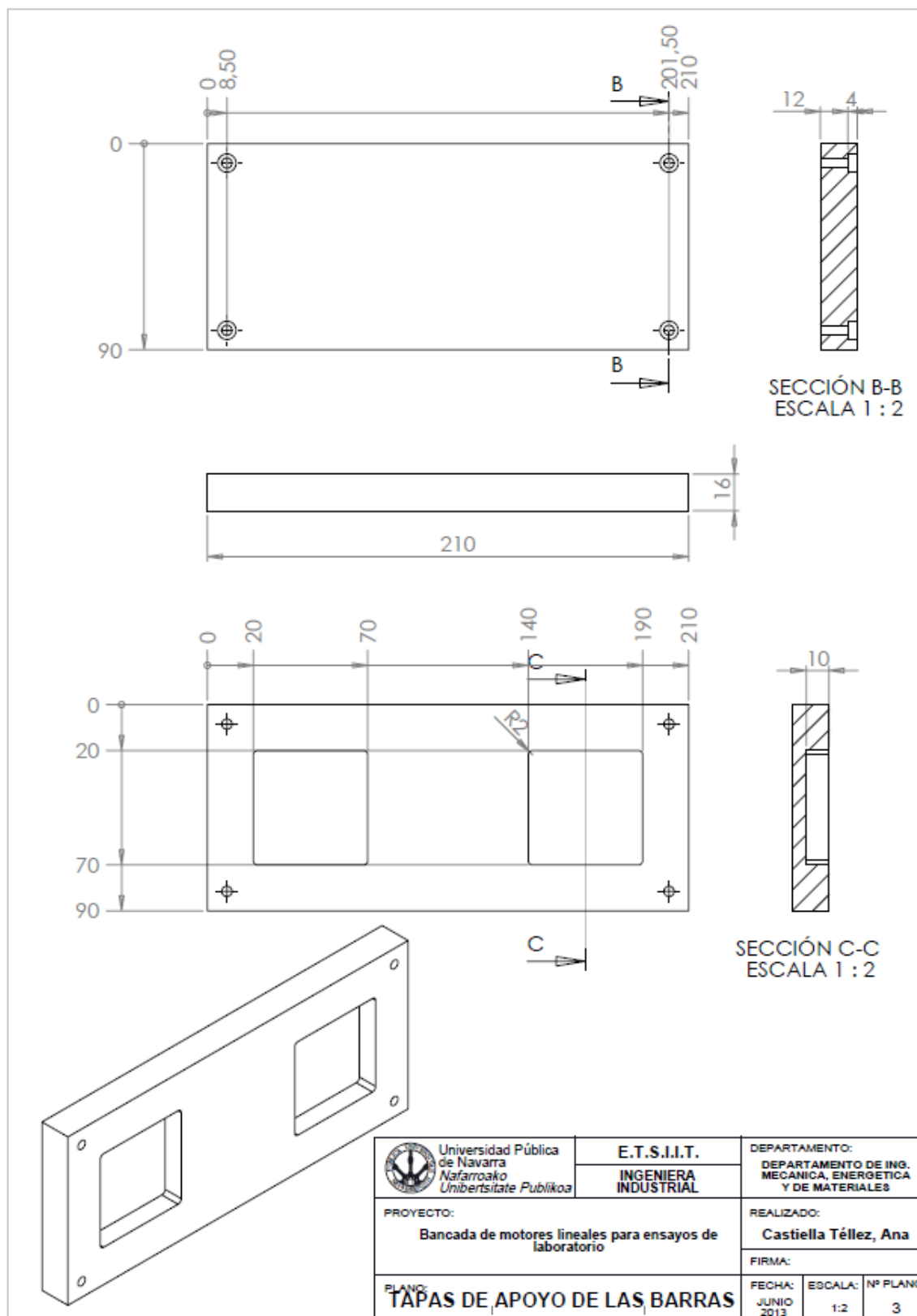
13.2.1. Apoyo inferior de las barras



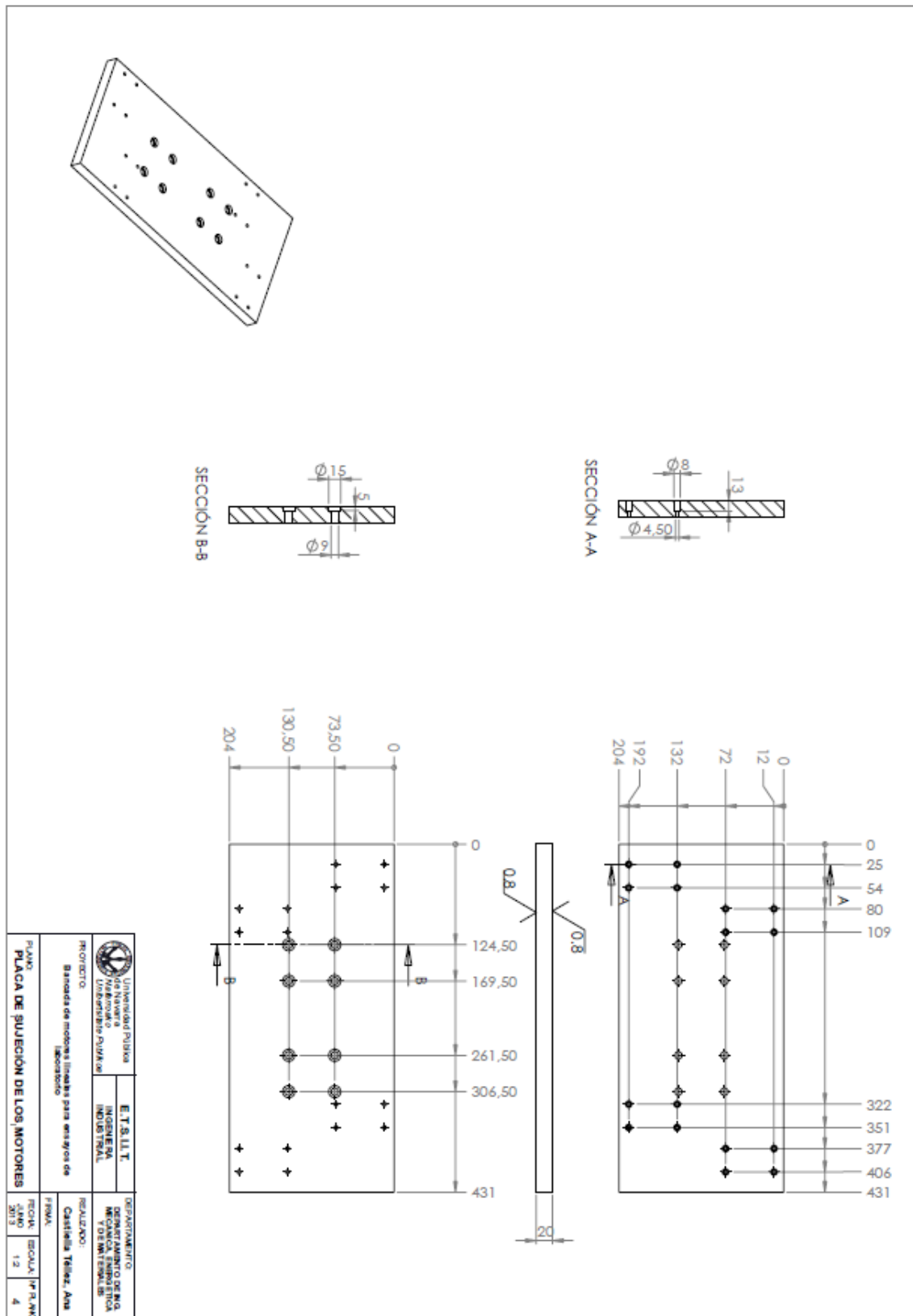
13.2.2. Apoyo superior de las barras



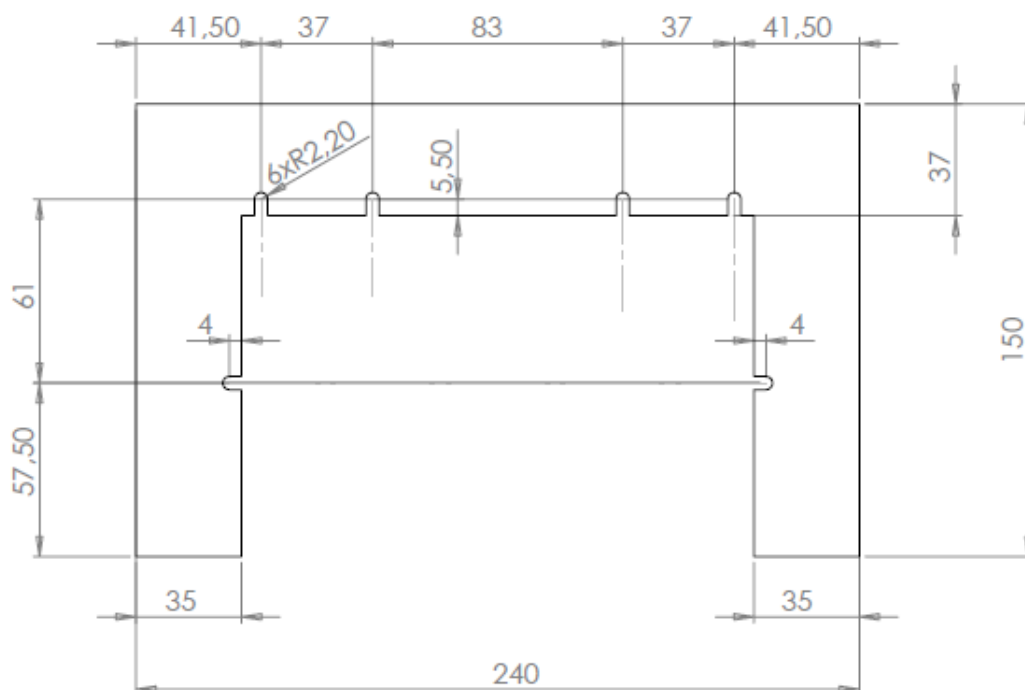
13.2.3. Tapa de apoyo de las barras




13.2.4. Placa de sujeción de los dos motores



13.2.5. Marco del fuelle



| | | | | |
|--|---------------------------------|--|----------------|----------------|
|  Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa | E.T.S.I.I.T. | DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES | | |
| | INGENIERA INDUSTRIAL | | | |
| PROYECTO: Bancada de motores lineales para ensayos de laboratorio | | REALIZADO: Castiella Téllez, Ana | | |
| | | FIRMA: | | |
| PLANO: MARCO DEL FUELLE | | FECHA: JUNIO 2013. | ESCALA: 1:2 | Nº PLANO: 5 |

13.3. Hojas de especificaciones de los motores tubulares lineales utilizados en la bancada

MODELS XTB3804-3810 SERVOTUBE COMPONENTS



Force

- Peak: 744 - 1860 N
- Continuous: 137 - 276N

Maximum Velocity

- Up to 9.4 m/s

Feedback

- Built-in position sensor
- 1V pk-pk sin/cos
- 25 micron repeatability

Range of motion

- Travel lengths up to 1362 mm

Dimensions

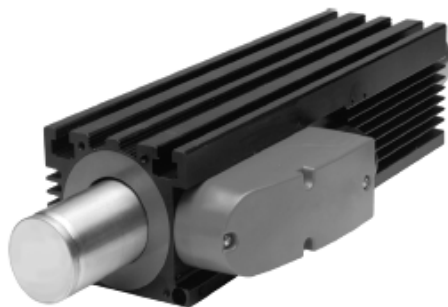
- W x H: 70 x 122mm
- Rod diameter: 38mm

Applications

- Packaging
- Material Handling
- Automated Assembly
- Bio-medical

The OEM advantage

- Reliable and cost-effective
- Flexible position control
- High speed and acceleration
- Clean, quiet operation
- No maintenance or adjustment



ServoTube delivers the speed of a belt-drive system with the clean reliability of a linear forcer at a price unprecedented in the industry. Familiar form factor, integral position feedback and large air gap make installation simple.

The ServoTube forcer components consist of an IP67 rated forcer and a sealed stainless steel thrust rod enclosing rare-earth magnets. Four models deliver a continuous force range of 137~276 N (31~62 lb) with peak forces up to 1860 N (418 lb). A range of Thrust Rods are available for travel lengths up to 1362mm.

The patented magnetic design of ServoTube generates 25 micron (0.98 mil) repeatability and 400 micron (16 mil) accuracy from a non-contact, integral position sensor. No external encoder is required. Position output is industry standard 1V pk-pk sin/cos signals.

ServoTube is an ideal OEM solution for easy integration into pick-and-place gantries and general purpose handling machines. The load is mounted directly to the forcer typically supported by a single bearing rail. The Thrust Rod is mounted at both ends, similar to a ballscrew. A large air gap reduces alignment constraints.

The tubular forcer has superior thermal efficiency, radiating heat uniformly. High duty cycles are possible without the need for forced-air or water cooling.



**MODELS XTB3804-3810
SERVOTUBE COMPONENTS**

ELECTRICAL SPECIFICATIONS

| FORCER TYPE | 3804 | | 3806 | | 3808 | | 3810 | | units |
|--|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|---------|
| | S ⁽¹⁾ | P ⁽¹⁾ | S ⁽¹⁾ | P ⁽¹⁾ | S ⁽¹⁾ | P ⁽¹⁾ | S ⁽¹⁾ | P ⁽¹⁾ | |
| Peak force @ 25°C ambient for 1 sec | 744 | 372 | 1116 | 558 | 1488 | 744 | 1860 | 930 | N |
| Peak current @ 25°C ambient for 1 sec | 20 | | 20 | | 20 | | 20 | | Apk |
| | | | | | | | | | |
| With 25 x 25 x2.5cm heatsink plate | | | | | | | | | |
| Continuous stall force @ 25°C ambient ⁽²⁾ | 137.3 | | 186.9 | | 232.1 | | 276.2 | | N |
| Continuous stall current @ 25°C ambient | 2.61 | 5.23 | 2.37 | 4.74 | 2.20 | 4.41 | 2.10 | 4.20 | Arms |
| | 3.69 | 7.39 | 3.35 | 6.71 | 3.12 | 6.23 | 2.97 | 5.94 | Apk |
| | | | | | | | | | |
| Without heatsink plate | | | | | | | | | |
| Continuous stall force @ 25°C ambient ⁽²⁾ | 120.1 | | 168.2 | | 212.7 | | 255.0 | | N |
| Continuous stall current @ 25°C ambient | 2.28 | 4.57 | 2.13 | 4.27 | 2.02 | 4.04 | 1.94 | 3.88 | Arms |
| | 3.23 | 6.46 | 3.01 | 6.03 | 2.86 | 5.72 | 2.74 | 5.49 | Apk |
| | | | | | | | | | |
| Force constant (sine commutation) | 52.6 | 26.3 | 78.9 | 39.4 | 105.2 | 52.6 | 131.5 | 65.7 | N/Arms |
| | 37.2 | 18.6 | 55.8 | 27.9 | 74.4 | 37.2 | 93.0 | 46.5 | N/Apk |
| Back EMF constant (phase to phase) | 43.0 | 21.5 | 64.4 | 32.2 | 85.9 | 42.9 | 107.4 | 53.7 | Vpk/m/s |
| Fundamental force constant | 14.54 | | 17.80 | | 20.56 | | 22.99 | | N\W |
| Eddy current loss | 3.7 | | 3.7 | | 3.7 | | 3.7 | | N/m/s |
| Sleeve cogging force | 7.3 | | 4.2 | | 8.3 | | 5.6 | | +/-N |
| Resistance @ 25°C (phase to phase) | 6.77 | 1.69 | 10.16 | 2.54 | 13.54 | 3.38 | 16.93 | 4.23 | Ohm |
| Resistance @ 100°C (phase to phase) | 8.73 | 2.18 | 13.10 | 3.27 | 17.45 | 4.36 | 21.82 | 5.45 | Ohm |
| Inductance @ 1kHz (phase to phase) | 8.52 | 2.13 | 12.78 | 3.19 | 17.04 | 4.26 | 21.30 | 5.32 | mH |
| Electrical time constant | 1.26 | | 1.26 | | 1.26 | | 1.26 | | ms |
| Maximum working voltage | 380 | | 380 | | 380 | | 380 | | V d.c. |
| Pole pitch (one electrical cycle) | 71.2 | | 71.2 | | 71.2 | | 71.2 | | mm |
| Peak acceleration ⁽³⁾ | 244 | 122 | 276 | 138 | 295 | 147 | 307 | 154 | m/s² |
| Maximum speed ⁽⁴⁾ | 6.2 | 9.4 | 4.5 | 7.6 | 3.5 | 6.2 | 2.8 | 5.2 | m/s |

Notes:
⁽¹⁾ S=series forcer phases, P=parallel forcer phases

⁽²⁾ Reduce continuous stall force to 89% at 40°C ambient

⁽³⁾ Based on a moving forcer with typical bearings and no payload

⁽⁴⁾ Based on a moving forcer with triangular move over maximum stroke and no payload

THERMAL SPECIFICATIONS

| FORCER TYPE | 3804 | 3806 | 3808 | 3810 | units |
|---|------|-------|-------|-------|---------|
| Maximum phase temperature | 100 | 100 | 100 | 100 | °C |
| Thermal resistance R _{th} ^{phase-heating} | 0.23 | 0.16 | 0.13 | 0.11 | °C/Watt |
| With 25 x 25 x2.5cm heatsink plate | | | | | |
| Power dissipation @ 25°C ambient | 89.3 | 110.3 | 127.1 | 144.2 | Watt |
| Thermal resistance R _{th} ^{heating-ambient} | 0.61 | 0.52 | 0.46 | 0.41 | °C/Watt |
| Without heatsink plate | | | | | |
| Power dissipation @ 25°C ambient | 68.2 | 89.3 | 107.0 | 123.0 | Watt |
| Thermal resistance R _{th} ^{heating-ambient} | 0.87 | 0.68 | 0.57 | 0.50 | °C/Watt |
| Thermal time constant | 1677 | 1798 | 1924 | 2056 | s |

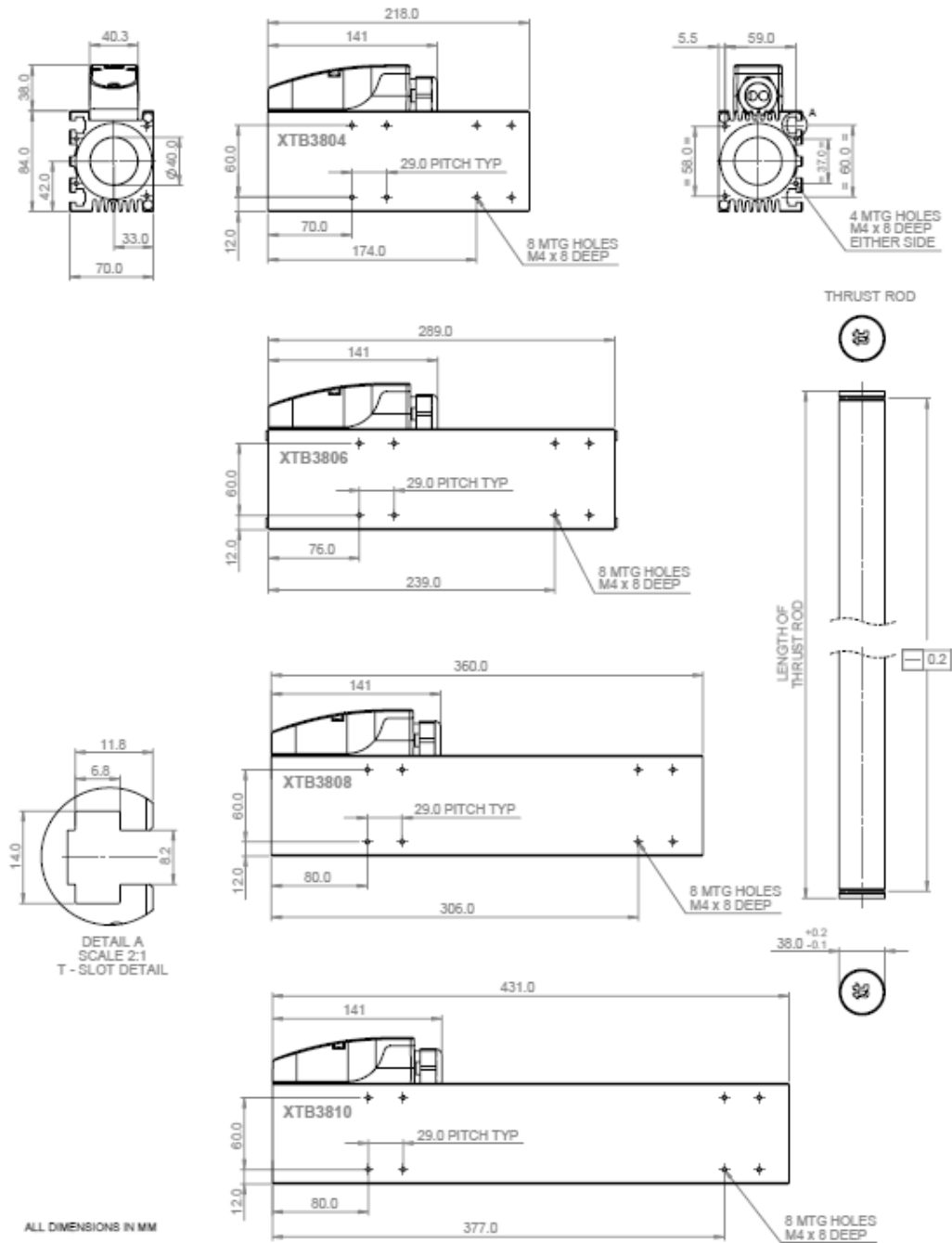
MECHANICAL SPECIFICATIONS

| FORCER TYPE | 3804 | 3806 | 3808 | 3810 | units |
|----------------------------------|------|------|------|------|-------|
| Maximum stroke | 1362 | 1291 | 1219 | 1148 | mm |
| Forcer mass (including bearings) | 3.05 | 4.05 | 5.05 | 6.05 | kg |
| Forcer mass (excluding bearings) | 2.55 | 3.55 | 4.55 | 5.55 | kg |
| Thrust rod mass/metre | 8.3 | 8.3 | 8.3 | 8.3 | kg/m |

**MODELS XTB3804-3810
SERVOTUBE COMPONENTS**



OUTLINE DRAWINGS



D501094/F
© 07/2011

Dunkermotoren Linear Systems Limited
Wollaston Way • Basildon • Essex • SS13 1DJ • UK
www.dunkermotoren.com • Phone +44 (0)1268 287070 • Fax +44 (0)1268 928372

Page 3